

Aimo Karjalainen

**ALATUKIVARSIEN JA RAIDETANKOJEN SUUNNITTELU  
MCPHERSON-PYÖRÄNTUENTAAN**

# **ALATUKIVARSIEN JA RAIDETANKOJEN SUUNNITTELU MCPHERSON-PYÖRÄNTUENTAAN**

Aimo Karjalainen  
Opinnäytetyö  
Syksy 2017  
Konetekniikan tutkinto-ohjelma  
Oulun ammattikorkeakoulu

# TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu  
Konetekniikan tutkinto-ohjelma, auto- ja kuljetustekniikan suuntautumisvaihtoehto

---

Tekijä: Aimo Karjalainen  
Opinnäytetyön nimi: Alatukivarsien ja raidetankojen suunnittelu McPherson-pyöräntuentaan  
Työn ohjaaja: Kai Jokinen  
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: syksy 2017  
Sivumäärä: 53 + 3 liitettä

---

Tässä opinnäytetyössä mitoitettiin ja suunniteltiin alatukivarret ja raidetangot raliauton prototyyppiin. Työn tavoitteena oli selvittää menetelmä alatukivarsien mitoitukseen ja sen pohjalta suunnitella koko toiminta-alueellaan virheettömästi toimivat osat.

Suunnittelutyössä analysoitiin pyöräntuennassa vaikuttavia voimia kaksimassaisen värähtelijän matemaattisella mallilla MS Excel -ympäristössä. Syntyvät rasitukset jaettiin pyöräntuennan eri osille Autodesk Robot -ohjelmistolla. Lisäksi rasitusten suuruutta arvioitiin käsin laskemalla. Saatujen tulosten ja kirjallisuustietojen perusteella suoritettiin lujuusmitoitus suunnitellulle rakenteelle suorittamalla peruslaskenta käsin ja analysoimalla valmiin rakenteen kriittisiä kohtia elementtimenetelmää hyödyntäen.

Suunnittelutyössä pohdittiin myös materiaalinvalintaa ja kokoonpanon komponenttien valintaperusteita suunnitelluille osille ja pohdinnan perusteella valittiin soveltuvat osat. Työn tuloksena syntyivät matemaattiset mallit, piirustukset ja 3D-geometriamallit. Tuloksiin verrattuna suunniteltuja osia voidaan pitää toimivina ja niille asetetut tavoitteet täyttyivät.

Tehdyn työn perusteella havaittiin, että määrittelyä sisältävä suunnitteluprojekti on monivaiheinen kokonaisuus. Sen onnistuminen edellyttää perehtymistä ammattikirjallisuuteen ja teoriaan, jonka perusteella suunnittelu suoritetaan. Havaittiin, että matemaattisiin malleihin liittyvät yksinkertaistukset vaativat välttämättä käytettyjen menetelmien testauksen ja todentamisen, kun ajoneuvo on saatu rakennettua.

---

Asiasanat: alatukivarsi, lujuusmitoitus, pyöräntuenta, McPherson

# ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences  
Degree programme in Mechanical Engineering, Vehicle and Transport Engineering

---

Author: Aimo Karjalainen  
Title of thesis: Design of Control and Steering Arms for McPherson Suspension  
Supervisor: Kai Jokinen  
Term and year when the thesis was submitted: Autumn 2017  
Pages: 53 + 3 appendices

---

In this thesis, the strength analysis and design of control and steering arms was made for a prototype rally car. The main objective was to generate a method for control arm strength analysis and to design the parts in a way that they work in their range without any failures.

In the design process, the forces in the suspension were analyzed by utilizing mathematical models and applicable computer programs. The forces in control and steering arms were defined in the chosen situations. The literature research and achieved results defined the boundaries to make the strength analysis for the designed structure. Finite element analysis was also utilized to analyze the designed structure.

In the design process, materials and structure minor parts were also considered for the designed system. The mathematical models, manufacturing drawings and 3D geometry models were achieved as results. Compared to the results the designed system can be adopted as a working system, and the requirements of the system have been fulfilled.

According to this work, a design process including definitions is a multistage entirety. To succeed, the orientation for professional literature and the theories that define the way of design have to be done. It was found that the simplifications in the used mathematical models claim for a proof when the prototype car has been manufactured.

---

Keywords: control arm, suspension, McPherson, strength analysis

## ALKULAUSE

Ensisijainen kiitos tämän työn valmistumisesta kuuluu vaimolleni, joka kantoi perheen arkielämää niinä aikoina, jolloin työtä oli paljon. Kiitän häntä hänen tarjoamastaan henkisestä tuesta ja panoksesta, jonka hän antoi tälle työlle kotirintamaa ylläpitäessään.

Lisäksi haluan kiittää työn ohjaajaa yliopettaja Kai Jokista, jonka kanssa käydyt keskustelut avasivat uusia näköaloja työhön liittyvissä osa-alueissa. ULTRA-hankkeessa työskennellyttä henkilökuntaa haluan kiittää hedelmällisestä yhteistyöstä ja avunannosta, rikkaista keskusteluista ja tuesta työn suorittamiseksi. Kiitän myös opiskelijatovereita heidän tuestaan henkisten paineiden käsittelyssä.

Työ vaati suuria ponnistuksia vieraskielisen kirjallisuuden ymmärtämiseksi ja saattamiseksi muotoon, jossa se on ymmärrettävää. Työlle määritelty aikataulu teki yhdessä muiden opintojen suorittamisen kanssa joistakin viikoista raskaita. Kun viimeinenkin sana kirjoitetaan, työ valmistuu ja sen tuloksista voi olla ylpeä.

Oulussa 3.11.2017

Aimo Karjalainen

# SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
ALKULAUSE	5
SISÄLLYS	6
1 JOHDANTO	8
1.1 Tausta ja lähtötiedot	8
1.2 Tavoitteet ja sisältö	9
2 MCPHERSON-PYÖRÄNTUENTA	10
2.1 Yleistä	10
2.2 Asennussuhde	11
2.3 Kallistuksenvakaaja	12
3 PYÖRÄNTUENNASSA VAIKUTTAVAT VOIMAT	14
3.1 Periaatteet	14
3.2 Tukivarsiin ja jousitukseen kohdistuvat herätevoimat	15
3.3 Rasitusten ratkaiseminen	16
3.4 ULTRA-hankkeessa suoritettu määrittäminen	19
3.5 Kallistuksenvakaajan vaikutus	20
4 KALLISTELUKÄYTTÄYTYMINEN	21
4.1 Jousituksen suureiden laskenta ja oletukset	21
4.2 Jousivakiot	23
4.3 Kallistusjäykkyys ja kallistusmomentti	23
4.4 Lateraalinen painonsiirtymä	24
4.5 Kallistuksenvakaajan näennäinen jousivakio	25
5 LUJUUSOPILLISIA KÄSITTEITÄ	27
5.1 Peruskäsitteitä	27
5.2 Redusoitu jännitys	29
5.3 Stabiliateetti	29
6 SUUNNITTELUN MÄÄRITYKSET	33
6.1 Pyöräntuennan geometria ja kinetiikka	34
6.2 Äärimmäiset rasitustilanteet	35
6.3 Kallistuksenvakaajan aiheuttama rasitus	40

7 SUUNNITTELUTYÖ	43
7.1 Materiaalin ja liitosmenetelmien valinta	43
7.2 Profiilin valinta	44
7.3 Kierreosien valinta	46
7.4 Mallinnustyö ja kompromissit	46
7.5 FEM-analyysi	49
7.6 Tulokset	50
8 LOPPUSANAT	52
LÄHTEET	53
LIITTEET	
Liite 1 Ote liikeyhtälöiden ratkaisusta	
Liite 2 Kallisteluarvojen laskenta	
Liite 3 Piirustukset	

# 1 JOHDANTO

## 1.1 Tausta ja lähtötiedot

Oulun ammattikorkeakoulun ULTRA-hankkeessa toteutetaan testausalustaksi suunniteltava ralliauto NRC, joka toteutetaan hankkeen muiden osaprojektien tarpeita varten. ULTRA-hankkeessa suoritettavalla kokeellisella tutkimuksella luodaan uutta tietoa järjestelmätuotteiden suunnittelusta, testauksesta ja valmistusmenetelmistä. Tämän opinnäytetyön tilaajina ovat Oulun ammattikorkeakoulun ULTRA-hanke ja autolaboratorio.

Työssä suoritetaan tukivarsien ja raidetankojen mitoitus ja suunnittelu NRC-autoon. Opinnäytetyö on erityisen ajankohtainen, koska auton prototyyppi tarvitsee puuttuvat osat testauksen käynnistämisen mahdollistamiseksi. Suomessa on esimerkiksi Keski-Eurooppaan verrattuna vähän keveiden nelipyöräisten ajoneuvojen pyöräntuentaan liittyviä suunnittelutöitä, joten työ on siltä osin melko erityinen.

Ensimmäisen prototyypin on määrä valmistua kesällä 2017, mutta ajoneuvon pyöräntuennasta puuttuu etu- ja takatukivarret sekä takaraidetangot. Eturaide tangot ja niiden nivellykset on suunniteltu syksyllä 2016, mutta niihin on haluttu tehdä muutoksia. Kallistuksenvakaajan geometriamalli on suunniteltu eteen ja taakse kytkettäväksi alatukivarsiin, mutta kiinnitystapa ja -kohta ovat vielä epäselviä.

Lähtötilanteessa tarvittavien osien geometrinen sijoitus prototyyppiautoon on määrätty ja tukivarsiin kohdistuvia voimia on määritetty eri käyttötarkoitusta varten. NRC-auton alustageometrian määrittämisen perusteella on luotu aiemmin yleiskokoonpanon malli, joka voi tilaajan antamien tietojen mukaan vaatia muutoksia ja tarkastuksia tämän opinnäytetyön suorittamiseksi.

Tässä työssä mitoitetaan ja suunnitellaan prototyyppiautoon raidetangot ja alatukivarret eteen ja taakse siten, että osien kiinnittäminen auton yleiskokoonpanoon on mahdollista ja kallistuksenvakaajan kiinnitys alatukivarteen on mahdollista. Alatukivarsissa on oltava myös säätömahdollisuus. Mitoitusta varten on määritettävä riittävällä tarkkuudella osiin kohdistuvat rasitukset määrättyssä tilanteessa.



## 1.2 Tavoitteet ja sisältö

Työn päätavoite on suunnitella määräaikaan mennessä alatukivarret, raidetangot ja kallistuksenvakaajan kiinnitys siten, että ne toimivat koko auton joustoliikkeen aikana oikein ja valmistus on mahdollista suorittaa Oamkin laboratorioissa. Keskeinen tavoite on myös perehtyä osiin kohdistuvien voimien määrittämiseen suunnittelutyön mitoitustehtäviä varten. Työn tuloksena syntyvät matemaattiset mallit pyöräntuennan voimista, 3D-mallit osista ja osien valmistuspiirustukset.

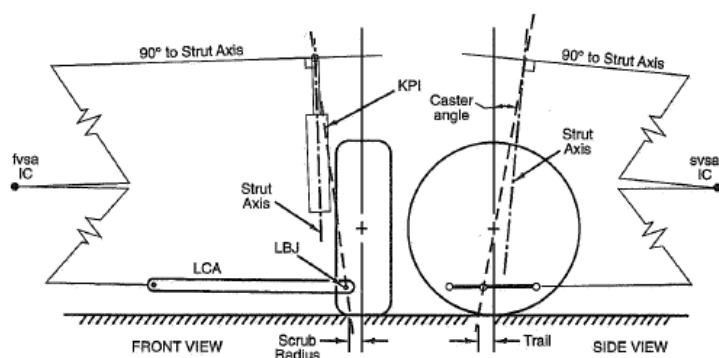
Työ sisältää osiin kohdistuvien voimien määrittämisen lisäksi alatukivarsien, raide-tankojen ja kallistuksenvakaajan perusmateriaalivalinnan sekä kiinnityselementtien ja liitosmenetelmien valinnan. Lähtökohtaisesti tässä työssä ei tehdä muutoksia alustageometriaan. Keskeisimpiä asioita tässä opinnäytetyössä voimien määrittäisperusteiden lisäksi ovat alatukivarsien ja raidetankojen mitoitus-, materiaalinvalinta- ja suunnitteluperusteet sekä liitoselementtien valintaperusteet ja valmistettavuuden huomiointi.

## 2 MCPHERSON-PYÖRÄNTUENTA

### 2.1 Yleistä

McPherson-pyöräntuenta koostuu normaalisti joustintuesta eli iskunvaimentimesta ja sen ympärillä olevasta kierrejousesta sekä tukivarsista. Tämän tyyppiselle järjestelmälle yleinen ilmiö on camber-kulman eli renkaan sivukallistuman muuttuminen positiivisemmaksi sisäänjoustossa, mikä tarkoittaa renkaan yläreunan kääntymistä kohti auton keskilinjaa. (1, s. 632.)

Mikäli joustintuen keskilinja ei kohtaa tukivarren linjaa renkaan keskilinjalla, joustintukeen syntyy taivuttavia voimia. Niitä voidaan vähentää asettamalla jousi sopivasti tasapainottavaan kulmaan vaimentimen ympärillä. Määritelmän mukaan kääntöakseli risteää joustintuen yläkiinnityskohdan kanssa ja se muodostuu joustintuen yläkiinnityksen ja alapallonivelen välille. On huomattavaa, ettei joustintuki ole välttämättä kääntöakselin suuntainen. McPherson-pyöräntuennan poikkileikkaukset on esitetty kuvassa 1. (1, s. 632 - 635.)



KUVA 1. McPherson-joustintuennan layout (1, s. 633)

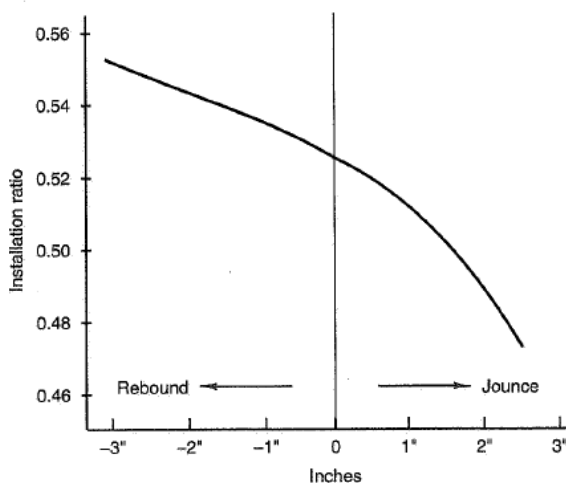
Henkilöautoissa yläpään kiinnitys on yleensä kuminen, mutta kilpa-autoissa käytetään usein monoball-tyyppistä palloniveltä. Konstruktion sivu- ja pitkittäissuuntainen liike voidaan estää joko erillisillä tukivarsilla tai kolmiotukivarrella siten, että kolmion kärjessä on alapallonivel ja kolmion kanta on nivelletty runkoon kahdessa pisteessä. McPherson-joustintuennan suurin hyöty on sen yksinkertai-

suus, joka tuo suhteellisen edullisen hinnan. Negatiiviseksi voidaan katsoa jousituksen kinematiikan suunnittelussa joustintuen rajoittuneet asentovaihtoehdot ja camber-kulman epäedulliset muutokset. (2, s. 286 - 287.)

## 2.2 Asennussuhde

Asennussuhde on geometrinen määrittely, joka suhteuttaa pituuden tai kulman muutoksen voimaa tuottavaan elementtiin eli jouseen, iskunvaimentimeen tai kallistuksenvakaajaan. Asennussuhde on mekaanisen hyötysuhteen vastakohta, ja se määritellään jousen tai muun voimaa tuottavan elimen liikkeenä suhteessa renkaan pystysuuntaiseen liikkeeseen. (1, s. 595.)

Koska asennussuhde vähentää sekä elementin voimaa että liikettä, se tulee korottaa toiseen potenssiin suhteutettaessa renkaan ja ajoneuvon korin välillä vaikuttavaa jouta todelliseen jouseen. Jos asennussuhde ei ole vakio, eli se muuttuu joustomatkan funktiona, myöskään pyörän ja korin välillä vaikuttava jousivakio ei ole vakio. Kuvassa 2 on esitettyä esimerkki epälineaarista asennussuhteesta renkaan liikkeen suhteen. (1, s. 596.)



KUVA 2. Epälineaarinen degressiivinen asennussuhde (1, s. 597)

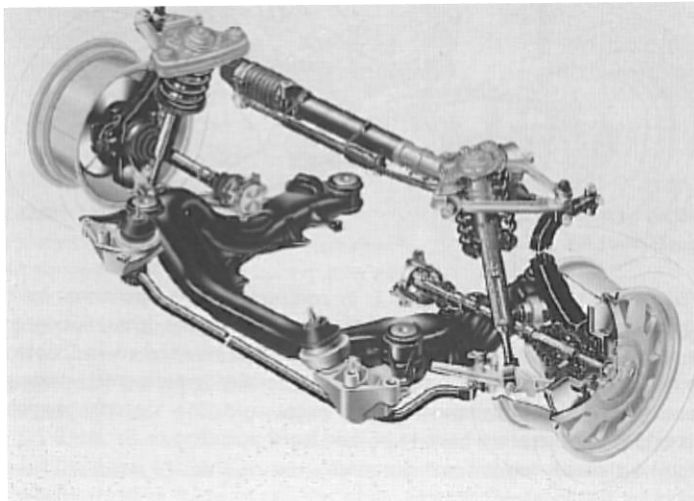
Yleisesti vääntäjousille pätevät samat kommentit kuin puristusjousien tapauksessa. Jos vääntäjousen jousivakio määritellään voiman suhteena vipuvarren päässä lineaariseen siirtymään, analyysi on juuri sama kuin lineaarisilla jousilla. Jos tunnetaan vain vääntäjousen kiertöjäykkyys, asennussuhde saadaan suoraan

mittaamalla vipuvarren kiertymäkulmaa eri korin korkeuksilla. Erillisjousituksiin kytketyistä kallistuksenvakaajista tulee tuntee niiden kiertymä suhteessa korin kiertymään, jotta niiden vaikutus ajoneuvon jousituksen kiertojäykkyyteen voidaan selvittää. (1, s. 597.)

### 2.3 Kallistuksenvakaaja

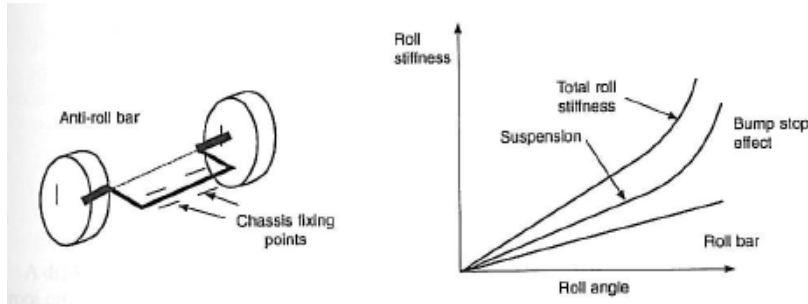
Kallistuksenvakaaja on olennainen osa ajoneuvon jousitusta, ja sitä käytetään myös McPherson-tuennan yhteydessä. Jotta ajoneuvon jousitus estää tieherätteiden vaikutuksen ajoneuvon korissa mahdollisimman tehokkaasti ja takaa siten hyvän ajettavuuden, jousituksen tulee olla mahdollisimman pehmeä. Pehmeä jousitus on yleensä riittämätön kallistelun hillitsemisessä, ja siksi on yleistä, että jousituksessa on mukana kallistuksenvakaaja. Toisaalta pehmeä jousitus on ristiriidassa kilpa-autojen kanssa, koska niissä vaaditaan jäykkiä jousia kallistelu- ja nyökkäystilanteiden hallitsemiseksi. (1, s. 580; 2, s. 309.)

Henkilöautonäkökulmasta katsottuna hyvä kyyti on riippuvainen myös etu- ja taka-akseleiden luonnollisten vaimentamattomien värähtelytaajuuksien suuruuksista ja sopivasta erosta. Yleensä ne eivät ole suoraan yhteensopivia kiertojäykkyyden vaatimuksien kanssa (2, s. 309). Tyypillinen McPherson-joustintuenta ja kallistuksenvakaajakonstruktiio on esitetty kuvassa 3.



*KUVA 3. Audi A8 -henkilöauton etujousitus (8, s. 316)*

Tyypillisesti kallistuksenvakaaja kiinnittyy akselilla päistään molempiin pyöräntu-  
entoihin ja pitkä vaakasuuntainen osa kiinnittyy ajoneuvon runkoon. Kiinnityspis-  
teet tulee valita siten, ettei vakaajan pitkään osaan kohdistuu väännön lisäksi tai-  
vutusta. Tyypillinen kallistuksenvakaajan asennustapa ja kallistuksenvakaajan  
suhteellinen vaikutus jousituksen kiertojäykkyyteen ovat esitettynä kuvassa 4. (2,  
s. 313.)



*KUVA 4. Tyypillinen vakaajan asennustapa ja suhteellinen kiertojäykkyys (2, s. 313)*

Kallistuksenvakaaja vaikuttaa myös ajoneuvon yli- ja aliohjauskäyttäytymiseen. Jos yhtä pyörää nostetaan suhteessa toiseen, puolet kallistuksenvakaajan jäyk-  
kyydestä vaikuttaa pyörästä alaspäin. Tällöin korin kiinnityspisteissä vaikuttava  
voima pyrkii vastustamaan korin kallistumista. Jos molempia pyöriä nostetaan  
saman verran, vakaajantanko ei taivu eikä voimia siirry. Kun molempia pyöriä  
siirretään eri suuntiin nostaen toista ylös ja painaen toista alas, saavutetaan va-  
kaajan suurin vaikutus. (2, s. 313.)

### 3 PYÖRÄNTUENNASSA VAIKUTTAVAT VOIMAT

#### 3.1 Periaatteet

Ralliautoilussa ja kaikessa kilpa-ajossa ajoneuvon pyöräntuentaan kohdistuu henkilöliikenteeseen verrattuna erittäin suuria rasituksia kovien nopeuksien, teiden epätasaisuuksien ja suurien tehojen vuoksi. Rakennettaessa ralliautoa rakenteiden tulee kestää normaalit ralliajon rasitukset, mutta niiden tulee olla myös kevyet, koska massalla on Newtonin toisen lain mukaan voimia lisäävä vaikutus ja rakenteen reagointi heikkenee massan hitauden vuoksi (1, s. 234). Rakenteiden on oltava myös toiminnoiltaan tarkoituksiin soveltuvat.

NRC-prototyyppiautossa voimien suuruutta voidaan arvioida esimerkiksi matemaattisella mallilla, joka kykenee antamaan alustavat laskenta-arvot riittävällä tarkkuudella. Voimia ei voida mitata, koska autoa ei ole vielä rakennettu. NRC-auton kanssa työskennelleet ovat saaneet kokea jo tässä vaiheessa sen, mitä Milliken on todennut: Kilpa-ajoneuvojen suunnittelu on monivaiheinen työ, jossa joudutaan väistämättä iteroimaan, eli käsittelyssä olevan ongelman ratkaisua parannellaan vaihe vaiheelta halutun lopputuloksen saamiseksi. (1, s. 369.)

Voimien kuvaaminen matemaattisilla malleilla ei ole ongelmattonta, koska ne sisältävät paljon yksinkertaistuksia, eivätkä välttämättä huomioi tarkastellussa tilanteessa vallitsevia epälineaarisuuksia, yhteisvaikutuksia ja olosuhteita. Ne antavat kuitenkin kohtuullisen arvion tarkastellusta tilanteesta. Mitä paremmin malli rakennetaan, sitä parempi on sen tulos. Mallin rakentamiseen käytetyt resurssit ovat oman kokemuksen perusteella eksponentiaalisesti verrannollisia haluttuun tulostarkkuuteen.

Happian-Smith toteaa kirjassaan, että tietokoneohjelmistot ovat välttämättömiä kokonaisvaltaisen pyöräntuennan voima-analyysin tekemiseksi. Graafisilla menetelmillä voidaan kuitenkin tehdä yksinkertaisia ensi käden arvioita. Nämä menetelmät perustuvat vapaakappalekuviin ja tasokuvaan, jossa voimien summan tulee olla tasapainon säilyttämiseksi nolla. Menetelmillä voidaan kuvata pystysuuntaisia, pitkittäisiä, ja poikittaisia voimia. (2, s. 299.)

Happian-Smithin mukaan dynaamisia rasituksia on todella vaikea määrittää, mutta kokemus on tuonut joukon dynaamisia rasituskertoimia. Kun nämä kertoimet kerrotaan staattisilla pyöräkuormilla, saadaan varteenotettavia arvioita maksimaalisista moottoriajoneuvojen vastaan ottamista dynaamisista rasituksista. Tyypillisiä erään ajoneuvovalmistajan käyttämiä arvoja on esitetty taulukossa 1. Kun näiden voimien esiintymistaajuutta ajoneuvon elinkaaren aikana arvioidaan, on mahdollista tutkia mahdollisia vaurioitumistapoja. (2, s. 301.)

*TAULUKKO 1. Dynaamisia rasituskertoimia (2, s. 302)*

Rasitustapa	Rasituskerroin		
	Pitkittäinen	Poikittainen	Pystysuuntainen
Kuoppaan ajo, etu/takaosa	3 g osuneeseen renkaaseen	0	4 g osuneeseen renkaaseen, muihin 1 g
Töyssy kaarreaajossa	0	0	3,5 g osuneeseen renkaaseen, muihin 1 g
Poikittainen kanttikivi-isku	0	4 g molempiin osuneisiin renkasiin sivusuunnassa	1 g kaikilla renkailla
Paniikkijarrutus	2 g eturenkailla, 0,4 g takarenkailla	0	2 g eturenkailla, 0,8 g takarenkailla

Suuri ongelma on määrittää tilanne, jota halutaan tutkia huomioiden olennaisimmat asiat ja jättämällä huomiotta vähäpätöisemmät, jotta laskenta säilyisi käytännöllisenä. On hyvin vaikeaa määrittää matemaattinen tilanne, jonka perusteella mitoitus tehdään, koska ralliajoneuvon käyttöolosuhteet ovat sekä erityisen vaativat että erityisen vaihtelevat. Käytännön tasolla tämä ongelma tarkoittaa rakenteen halutun kestävyystason määrittämistä huomioiden mahdolliset kompromissit rakenteen koon ja massan suhteen.

### **3.2 Tukivarsiin ja jousitukseen kohdistuvat herätevoimat**

Wongin mukaan tien epätasaisuudet ovat yleensä suurimmat tekijät värähtelyjen välittymisessä ajoneuvon koriin (3, s. 264). Tieherätteiden vaikutusta ajomukavuuteen voidaan tutkia yksinkertaistetulla kahden vapausasteen lineaarisella dynaamisella mallilla, joka kuvaa ajoneuvon yhden neljänneksen massan vastetta

määrättyyn tieherätteeseen. Mallissa massa on jaettu jousittamattomaan ja jousitettuun massaan. Jousitetun massan liikeyhtälö on kaavan 1 mukainen ja jousittamattomalle massalle liikeyhtälö kirjoitetaan kaavan 2 mukaan. Kaavassa 2 yhtäsuuruusmerkin oikea puoli edustaa tieherätteen pakkovoimaa, joka syntyy tien epätasaisuuksista. (3, s. 270.)

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = 0$$

KAAVA 1

$m_1$  = jousitettu massa [kg]

$c_1$  = vaimentimen vaimennuskerroin [Ns/m]

$k_1$  = jousen jousikerroin [N/m]

$\ddot{x}_1$  = korin kiihtyvyys [ $m/s^2$ ]

$\dot{x}_1$  = korin liikenopeus [m/s]

$x_1$  = korin liikkuma matka [m]

$\ddot{x}_2$  = pyörän navan liikenopeus [ $m/s^2$ ]

$x_2$  = pyörän navan liikkuma matka [m]

$$m_2\ddot{x}_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1(x_2 - x_1) + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2 = F(t)$$

KAAVA 2

$m_2$  = jousittamaton massa [kg]

$c_2$  = pyörän vaimennuskerroin [Ns/m]

$\ddot{x}_2$  = pyörän navan kiihtyvyys [ $m/s^2$ ]

### 3.3 Rasitusten ratkaiseminen

Jotta koriin siirtyvä voima tieherätteen funktiona voidaan ratkaista, on ratkaistava molemmat liikeyhtälöt esimerkiksi soveltuvalla numeerisella menetelmällä. Analyttisessä ratkaisussa voidaan käyttää esimerkiksi parametrien variointimenetelmää, mutta se vaatii parempaa matematiikan tuntemusta. Voima koostuu ajoneuvon korin hitausvoimasta, jonka on oltava tasapainon säilymiseksi yhtä suuri kuin jousen jousivoiman ja vaimentimen vaimennusvoiman.

Yhtälöiden ratkaisuja voidaan approksimoida esimerkiksi Excel- tai MathCad -ohjelmistoilla soveltaen sopivaa numeerista menetelmää, kuten Eulerin menetelmää tai Rungen ja Kuttan menetelmiä. Koska tutkittavaksi halutun tilanteen määrittäminen on sinänsä empiiristä, tarkan analyttisen ratkaisun hakeminen ei ole kovin tärkeää.



Eulerin menetelmä on vanhin olemassa oleva ja yksinkertaisin menetelmä. Kun yhtälön toinen puoli ja sen derivaatat tunnetaan tai se on nolla ja kyseessä on alkuarvotehtävä, yhtälön seuraava arvo voidaan approksimoida etenemällä tangentin kulmakertoimen eli derivaatan suuntaisesti seuraavaan arvoon. Mikäli arvojen väli on riittävän pieni, approksimaatiota voidaan pitää melko hyvänä. Mikäli arvovälinä käytetään kiinteää arvoa, voidaan jokaista arvoa seuraava approksimaatio muodostaa edellisen perusteella ja siten muodostaa yhtälön ratkaisun approksimaatio halutulla välillä. Eulerin menetelmän perusajatus on esitetty kaavassa 3. (6.)

$$y_{n+1} = y_n + f_n \cdot (t_{n+1} - t_n)$$

KAAVA 3

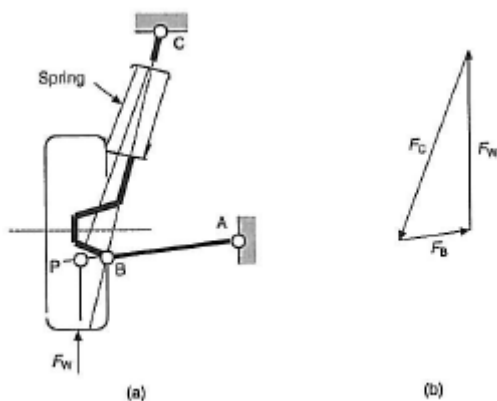
$y_{n+1}$  = estimoitavan ratkaisun seuraava arvo

$y_n$  = funktion arvo kohdassa  $n$

$t_{n+1}$  = muuttujan arvo kohdassa  $n+1$

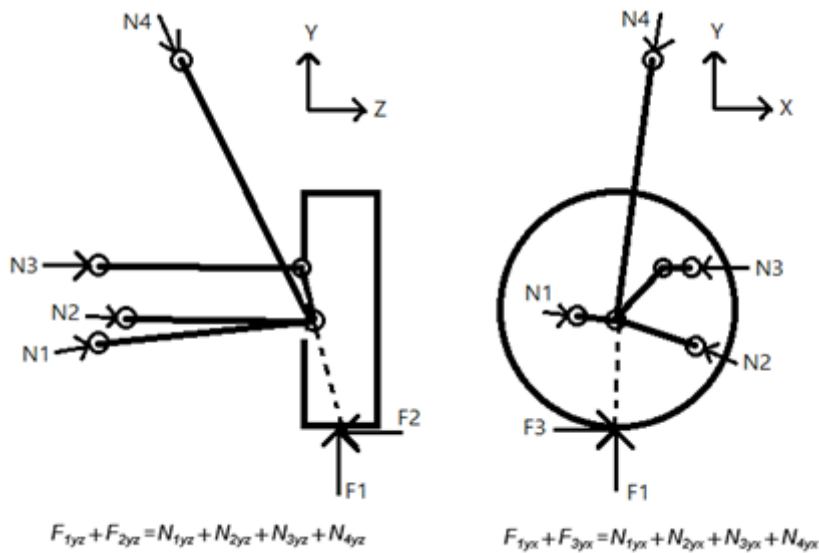
$t_n$  = muuttujan arvo kohdassa  $n$

Kun yhtälöt on ratkaistu, voima on kyettävä jakamaan pyöräntuennan osien välillä. Tähän voidaan käyttää esimerkiksi Happian-Smithin esittämiä graafisia menetelmiä. Niissä pyöräntuennaa tarkastellaan vain yhdessä tasossa voimien tasapainoperiaatteen mukaan. Menetelmän periaate on esitetty kuvassa 5. (2, s. 300 - 301.)



KUVA 5. Pyöräkuormitus ja McPherson-pyöräntuennan voima-analyysi (2, s. 301)

Edellä esitettyä kokonaisvaltaisempi vaihtoehto on määritellä ongelma 3-ulotteiseksi statiikan ongelmaksi. Tuolloin laskenta suoritetaan 3-ulotteisessa avaruudessa vektorilaskentaa soveltaen. Molempien tasojen perusteella piirrettyjen tasapainoehtojen perusteella pystytään ratkaisemaan jokaisen piirretyn sauvaelementin rasitus erikseen tasapainoehtojen avulla, mikäli rakenne on staattisesti määrätty. Tarvittaessa rakenne voidaan jakaa esimerkiksi kahteen erilliseen osaan, jotta matemaattinen ratkaisu on löydettävissä. Ratkaisuperiaatetta on havainnollistettu kuvassa 6. Kuvasta poiketen matemaattinen ratkaisu edellyttää kuitenkin voimien jakamista koordinaattiakseleiden suuntaisiin komponentteihin, ja myös osittaminen voi olla tarpeellista.



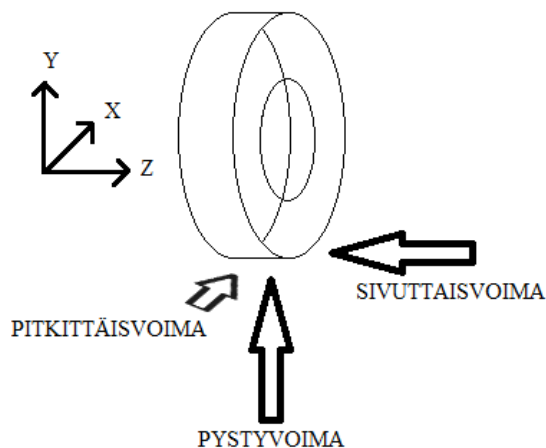
KUVA 6. Esimerkki pyöräntuennan rasitusten 3-ulotteisesta määrittelystä

Mikäli rakenne ei ole täysin määriteltävissä statiikan keinoin, on määrittelemättömien rakenteiden ratkaisussa käytettävä esimerkiksi elementtimenetelmää. Olemassa olevilla tietokoneohjelmistoilla voi myös analysoida koko jousituksen toimintaa. Tällaisia ohjelmia ovat esimerkiksi ADAMS, CATIAn DMU kinematics ja SolidWorksin Motion Analysis. Kaksi jälkimmäistä tarjoavat myös laajan skaalan elementtimenetelmään perustuvia analysointityökaluja, jolloin kokonaisratkaisun selvittäminen on joustavaa.

### 3.4 ULTRA-hankkeessa suoritettu määrittäminen

ULTRA-hankkeessa on aiemmin tehty analyysi perustuen malliin, jossa on yksi massa ja siten yksi vapausaste. Malli kuvaa syntyviä voimia ajoneuvon ajaessa määrätyn muotoisen pompun yli. Tutkittavaksi haluttu tilanne on haettu määrämällä lähtöarvot siten, että jousen joustovara käytetään lähes kokonaan. On katsottu, että sellaisessa tilanteessa auton jousitus pystyy vielä hallitusti vastaanottamaan tieherätteen rasitukset. (4, s. 1.)

Määrittäksen mukaan pääasialliset alatuentaan kohdistuvat voimat ovat pystysuuntainen pompun aiheuttama voima, kaarreaajossa renkaaseen kohdistuva sivuttaissuuntainen voima ja jarruttaessa renkaan keskilinjaan tiekosketuspisteessä kohdistuva jarrutusvoima (4, s. 1 - 3). Ajoneuvon renkaaseen kohdistuvat voimat on esitetty kuvassa 7.



KUVA 7. Ajoneuvon renkaaseen kohdistuvat voimat

Tähän päivään mennessä on saatu päivitettyä tietoa NRC-autoon jo valituista komponenteista, mikä on johtanut laskennan lähtöarvojen muuttumiseen. Ryhdyttäessä suunnittelemaan rakenteita, on syytä päivittää laskennan arvot vastaamaan paremmin tämän hetken tilannetta. Samalla on syytä kehittää mallia esimerkiksi seuraavilla kysymyksillä: Saavuttaako pyöräntuennassa vallitseva voima määrättyllä nopeudella suurimman arvonsa siinä tilanteessa, jossa tieheräte aiheuttaa joustovaran loppumisen, vai onko jokin muu tilanne kriittisempi? Tähän ongelmaan pyritään löytämään ratkaisu.

### 3.5 Kallistuksenvakaajan vaikutus

Steady state on ajoneuvotapauksessa vakaa tila, jossa tienpinta on hyvä, kaarreaajonopeus vakio, pitkittäiskiihtyvyys vakio ja niin edelleen (1, s. 665). Kallistuksenvakaajan pystytangoissa vaikuttavan voiman matemaattinen määrittäminen muunlaisessa tilanteessa on haastavaa, koska määrittämiseen vaikuttavat muuttajat ovat riippuvaisia toisistaan. Lisäksi auton jousituksen liikkeet ja painon siirtyminen aiheuttavat muutoksia laskennassa käytettyihin muuttujiin, jolloin on syytä käyttää iteroivia menetelmiä tai tietokonesimulaatioita. (1, s. 666).

Vakaajan aiheuttama maksimaalinen rasitus on kuitenkin rakenteen yksinkertaisuudesta riippuen melko suoraviivaista määrittää, jos konstruktion mitat ja mitoitukset tunnetaan. Esimerkiksi kilpa-autoissa tavallisen vivulla varustetun vääntöjousen vastusmomentti pyöreän poikkipinnan tapauksessa voidaan määrittää kaavalla 4. Vastustava voima voidaan laskea tuloksesta jakamalla vääntöä vastustava momentti vakaajan vivun tehokkaalla varren pituudella. (1, s. 756 - 758.)

$$T = \frac{\pi \cdot \theta \cdot G \cdot d^4}{32 \cdot L}$$

KAAVA 4

*T = vääntöä vastustava momentti [Nm]*

*θ = tangon kiertymäkulma [rad]*

*G = materiaalin liukumoduli [Pa]*

*d = tangon halkaisija [m]*

*L = tangon pituus [m]*

ULTRA-hankkeen autoon ei ole vielä suunniteltu kallistuksenvakaajia, joten kiinnityspisteiden voimat on määriteltävä muulla tavoin. Suuruutta voidaan arvioida soveltaen kallisteluarvojen laskentaa. Sen tarkoitus on mitoittaa ajoneuvon jousitus kallistuksenvakaajineen siten, että saavutetaan toivottu kallisteluherkkyys. Laskenta perustuu mitattuihin ja arvioituihin tietoihin tutkittavasta ajoneuvosta (1, s. 579, 582, 592 - 593). Kun tunnetaan kallistuksenvakaajan kiinnityspisteen sijainti, todellinen jousivakio on määriteltävissä niin kutsutun liikesuhteen avulla. Kun liikesuhde tunnetaan, voidaan määrittää myös maksimaalinen siirtymä, joka määrää maksimaalisen voiman lineaarisen jousen tapauksessa.

## 4 KALLISTELUKÄYTTÄYTYMINEN

### 4.1 Jousituksen suureiden laskenta ja oletukset

Riippumatta laskentatekniikasta, kallistelu- ja ajovakioiden laskenta on olennainen osa kilpa-auton säätöjen ymmärrystä. Niiden valinnalla on suuri vaikutus muun muassa kaarreajettavuuteen, koska ne suhteuttavat pyöräkuormat ja korin liikkeet toisiinsa: Muuttuvat pyöräkuormat muuttavat ajoneuvon liiketilaa ja liiketilan muutos aiheuttaa muutoksen pyöräkuormiin. Näihin niin kutsuttuihin vakioihin ei voida vaikuttaa suoraan, vaan muutokset saadaan aikaan komponenttien ja geometrian avulla. (1, s. 579 - 580.)

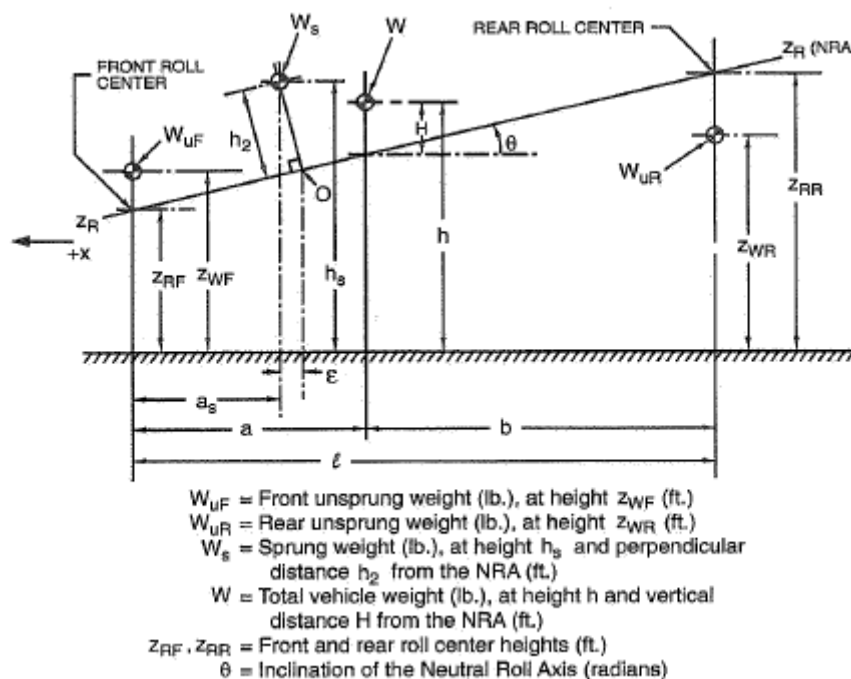
Yleensä jäykkyyttä kuvataan kallistelussa normalisoidulla muodolla. Sitä kutsutaan kallisteluperkkyudeksi tai kallistelugradientiksi ja se määritellään korin kallistumisena sivuttaiskiihtyvyyden yksikön suhteen. Kiihtyvyys ilmaistaan tässä yhden putoamiskiihtyvyyden suuruusina yksiköinä. Tyypillisiä kallisteluarvoja Millikenin mukaan on esitettyinä taulukossa 2. (1, s. 582).

TAULUKKO 2. Kallisteluarvoja jousituksen jäykkyyden mukaan (1, s. 584)

Very Soft—Economy and basic family transportation, both domestic and import, pre-1975.	8.5 deg./g
Soft—Basic family transportation, domestic and import, after 1975.	7.5
Semi-Soft—Contemporary middle-market sedans, domestic and import.	7.0
Semi-Firm—Imported sport sedans.	6.0
Firm—Domestic sport sedans.	5.0
Very Firm—High-performance domestic, such as Camaro Z-28 and Firebird Trans Am.	4.2
Extremely Firm—Contemporary very-high-performance sports, such as Corvette, and street cars extensively modified to increase roll stiffness.	3.0
Hard—Racing cars only.	1.5
Active Suspension—Servo-controlled roll stiffness. Roll-in, zero-roll, and roll-out all possible.	—

Laskennassa ei huomioida muuttuvan tilanteen vaikutusta, vaan se suoritetaan niin kutsutussa vakaassa tilassa. Lisäksi oletetaan, että kaikki laskennassa käytetyt arvot ovat lineaarista vakioita. Superpositioperiaate on myös yksi keskeinen määritelmä, eli yhdistettäessä yksittäisten laskentojen summat saadaan kokonaislaskennan tulos. Siten laskennan eri arvoja voidaan muuttaa ja ne aiheuttavat suhteellisen muutoksen samaan lopputulokseen. Laskennan kannalta on välttämätöntä olettaa, että ajoneuvon kori on täysin jäykkä. Jos kori on todellisuudessa kovin löysä, laskentamalli ei toimi ja säätöjen tekeminen mallin perusteella voi käydä mahdottomaksi. (1. s. 666.)

Milliken esittää kallisteluarvojen laskennan useassa eri osassa enimmäkseen esimerkkien avulla (1, s. 579 - 605, 678 - 684). Koska superpositioperiaate on hänen mukaansa voimassa tässä laskentamallissa, on kuitenkin mahdollista ilmaista asia myös rationaalisesti ja yksinkertaisesti kaavamuodossa, kuten tässä työssä on pyritty tekemään. Laskennassa alaindeksi  $F$  tarkoittaa etuakselia ja  $R$  taka-akselia. Kaavoissa esiintyvät geometriset määrittelyt on esitetty kuvassa 8.



KUVA 8. Kallistelun geometria (1, s.681)

## 4.2 Jousivakiot

Yksittäisen erillisjousituksen voidaan ajatella koostuvan kahdesta sarjaan kytketystä jousesta. Toinen jousi vaikuttaa pyörän navan ja korin välillä ja toinen maanpinnan ja pyörän navan välillä. Kallistuksenvakaaja vaikuttaa pääjousen kanssa rinnan kytkettynä silloin, kun kyseessä on kallistelutilanne. Yhdistettyä jousivakioita voidaan kutsua ajovakioiksi. Kun kallistuksenvakaajaa ei huomioida eli kallistelua ei tapahdu, ajovakio voidaan laskea soveltaen sarjaan kytkettyjen jousten yleistä muotoa soveltaen kaavalla 5 (1, s. 591; 9, s. 38).

$$K_{RF} = \frac{K_{WF} \cdot K_T}{K_T + K_{WF}} \quad \text{KAAVA 5}$$

$K_{RF}$  = ajovakio [N/m]

$K_{WF}$  = pääjousen jousivakio [N/m]

$K_T$  = renkaan jousivakio [N/m]

## 4.3 Kallistusjäykkyys ja kallistusmomentti

Kun ajovakio tunnetaan, voidaan laskea pääjousiin liittyvä kallistusjäykkyys. Se lasketaan kaavalla 6 (1, s. 589). Taka-akselistolle voidaan käyttää edellä mainittuja kaavoja asettamalla lähtöarvoiksi taka-akselin vastaavat arvot.

$$K_{\phi SF} = K_{RF} \cdot \frac{T_F^2}{2} \quad \text{KAAVA 6}$$

$K_{\phi SF}$  = etuakselin pääjousien kallistusjäykkyys [Nm/deg]

$T_F$  = akselin raideleveys [m]

Kallistusmomentti määritellään suhteessa sivuttaiskiihtyvyyteen. Se koostuu jousitetun massan vipuvarresta kallistusakseliin ja se lasketaan kaavalla 7. Ajoneuvon koko jousituksen vaadittu kallistusjäykkyys saadaan, kun kallistusmomentti jaetaan kallisteluherkkyydellä. Kokonaiskallistusjäykkyys lasketaan kaavalla 8 (1, s. 603). Kallistuksenvakaajilta tarvittu kallistusjäykkyys saadaan vähentämällä kokonaiskallistusjäykkyydestä etu- ja takajousien kallistusjäykkyydet kaavalla 9 (1, s. 604).

$$RM = \frac{M_\phi}{a_y} = \frac{h_2 \cdot W_s}{g} \quad \text{KAAVA 7}$$

$RM$  = kallistusmomentti sivuttaiskiihtyvyyden suhteen [Nm/g]

$M_\phi$  = kallistusmomentti [Nm]

$a_y$  = sivuttaiskiihtyvyys [ $m/s^2$ ]

$h_2$  = jousitetun massan etäisyys kallistusakselista [m]

$W_s$  = jousitettu massa [kg]

$g$  = putoamiskiihtyvyys [ $m/s^2$ ]

$$K_\phi = \frac{RM}{RG} \quad \text{KAAVA 8}$$

$K_\phi$  = kokonaiskallistusjäykkyys [Nm/deg]

$RG$  = kallisteluherkkyys [deg/g]

$$K_{\phi B} = K_\phi - (K_{\phi SF} + K_{\phi SR}) \quad \text{KAAVA 9}$$

$K_{\phi B}$  = kallistuksenvakaajilta tarvittu kallistusjäykkyys [Nm/deg]

$K_{\phi SR}$  = taka-akselin kallistusjäykkyys [Nm/deg]

#### 4.4 Lateraalinen painonsiirtymä

Määrättäessä etu- ja taka-askeleiden sekä kallistuksenvakaajien jäykkyyksiä on tunnettava lateraalisen painonsiirtymän jakautumisen vaikutukset ajettavuuteen. Kallistuksenvakaajien on oltava sopivan jäykät suhteessa pääjousiin ja suhteessa toisiinsa, jotta saavutetaan toivottu kallistelukäyttäytyminen ja pyöräkuorimitusten jakautuminen. Kun etu- ja takapään lateraaliset painonsiirtymät ilmaistaan sivuttaiskiihtyvyyden suhteen, etuakselin lateraalinen painonsiirtymä voidaan laskea kaavalla 10. (1, s. 682.)

$$\frac{\Delta W_F}{a_y} = LTDF = \left( \frac{W_s}{T_F} \cdot \left( \frac{h_2 \cdot \left( K_{\phi F} - \frac{(l - a_s) \cdot W_s \cdot h_2}{l} \right)}{K_\phi - W_s \cdot h_2} + \frac{l - a_s}{l} \cdot Z_F \right) + \frac{W_{UF}}{T_F} \cdot Z_{WF} \right) \cdot \frac{1}{g} \quad \text{KAAVA 10}$$

$\Delta W_F / a_y = LTDF$  = lateraalinen painonsiirtymä sivuttaiskiihtyvyyden suhteen [N/g]

$l$  = jousittamattomien massojen pituussuuntainen etäisyys toisistaan [m]

$a_s$  = akselin jousittamattoman massan pituussuuntainen etäisyys jousitetusta massasta [m]

$Z_{WF}$  = akselin jousittamattoman massan korkeus tienpinnasta [m]

$K_{\phi F}$  = akselin kokonaiskallistusjäykkyys [Nm/deg]



#### 4.5 Kallistuksenvakaajan näennäinen jousivakio

Taka-akselistoa tutkittaessa laskenta toimii samalla tavalla käyttämällä taka-akselin laskenta-arvoja. Laskennan edellytyksenä ovat ennalta määrättyt etu- ja taka-akseleiden kokonaiskallistusjäykkyydet. Laskennan lineaarisuudesta seuraa, että määrättyllä kallisteluherkkyydellä muodostuvat kallistusjäykkyydet ovat lateraalisen painonsiirtymän jakautumisen lineaarisia funktioita. Näin ollen mahdollinen toiminta-alue on kartoitettavissa useammassa pisteessä samaa kaavaa käyttämällä. Toisen akselin kallistusjäykkyys voidaan ilmaista koko ajoneuvon kallistusjäykkyyden ja ensimmäisen akselin kallistusjäykkyyden erotuksena kaavalla 11. (1, s. 605.)

$$K_R = K_\phi - K_F \quad \text{KAAVA 11}$$

$K_R$  = takajousituksen kallistusjäykkyys [Nm/deg]

Etukallistuksenvakaajalta tarvittu kallistusjäykkyys lasketaan kaavalla 12. Taka-kallistuksenvakaajan kallisteluvoimakko voidaan laskea samalla periaatteella (1, s. 605). Vakaajien teholliset jousivakiot korin ja tienpinnan välillä voidaan laskea samaan tapaan kuin pääjousien arvot. Tässä laskenta tapahtuu toiseen suuntaan ja se suoritetaan kääntämällä yhtälö kaavan 13 muotoon (1, s. 589). Kallistuksenvakaajan pyörännapaan vaikuttava todellinen jousivakio saadaan poistamalla renkaan jousivakio lasketusta pystysuuntaisesta jousivakiosta soveltaen kaavaa 14. (1, s. 591)

$$K_{\phi FB} = K_{\phi F} - K_{\phi SF} \quad \text{KAAVA 12}$$

$K_{\phi FB}$  = etukallistuksenvakaajan kallistusjäykkyys [Nm/deg]

$$K_{RFB} = \frac{2 \cdot K_{\phi FB}}{T_F^2} \quad \text{KAAVA 13}$$

$K_{RFB}$  = etuvakaajan pystysuuntainen jousivakio [N/m]

$$K_{WFB} = \frac{K_{RFB} \cdot K_T}{K_T - K_{RFB}} \quad \text{KAAVA 14}$$

$K_{WFB}$  = vakaajan pyörännapaan vaikuttava jousivakio [N/m]

Kallistuksenvakaajan kiinnityspisteessä vaikuttava voima voidaan laskea, kun tunnetaan kallistuksenvakaajan kiinnityspisteessä vaikuttava pystysuuntainen jousivakio. Se on riippuvainen kiinnityspisteen sijainnista suhteessa tukivarren projektioon akselilinjalla ja kallistuksenvakaajan pystytangon mahdollisesta kulmasta. Kun jousivakio tunnetaan, on pystytangossa vaikuttava voima ratkaistavissa määrätyle siirtymälle.

Jotta määrittäminen on luotettava, kallistuksenvakaajan toiminnan tulee olla mahdollisimman lineaarista. Jos liikesuhde muuttuu merkittävästi joustomatkan funktiona, laskenta ei pidä paikkaansa. Mikäli kiinnittävä elementti ei ole kohtisuorassa alatuksivarteen, on huomioitava myös vinouden aiheuttavat sivuttaisvoimat. Pystytangon teoreettinen jousivakio kallisteluutilanteessa lasketaan kaavalla 15 (9, s. 90). Kaavan jakaja kerrotaan kertoimella 2, koska kallistuksenvakaaja kiertää molemmilla puolilla auton keskilinjaa.

$$K_{FB} = \frac{K_{WFB}}{2 \cdot MR_{BF}^2}$$

KAAVA 15

$K_{FB}$  = vakaajan pystytangon teoreettinen jousivakio [N/m]  
 $MR_{BF}$  = kallistuksenvakaajan pystytangon liikesuhde

## 5 LUJUUSOPILLISIA KÄSITTEITÄ

### 5.1 Peruskäsitteitä

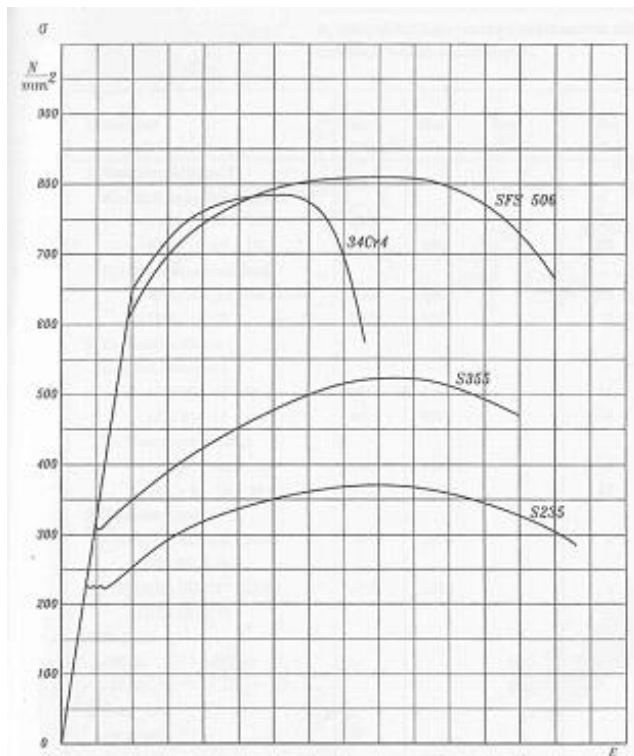
Lujuusopin tärkeimpiä tehtäviä on kolme. Ensinnäkin, kun kappaleeseen kohdistuu ulkoisia rasituksia, kuten kosketusvoimia tai hitausvoimia, kappaleissa syntyy niitä vastustavia voimia. Niitä kutsutaan kappaleiden sisäisiksi rasituksiksi. Sisäisistä rasituksista aiheutuvien jännitysten määrittäminen on tärkeää, koska niiden kasvaminen liian suureksi aiheuttaa kappaleen rikkoontumisen tai toimintakyvyttömyyden menetyksen. Lisäksi ulkoiset voimat aiheuttavat muodonmuutoksia, joiden tutkiminen on toinen lujuusopin tärkeä tehtävä. Tärkein tehtävä on kuitenkin kappaleiden mitoittaminen, eli sen suunnitteleminen siihen muotoon, jossa se kestää määrätyt rasitukset ja muodonmuutokset ovat sallituissa rajoissa. (5, s. 1.2.)

Jotta voidaan mitata kappaleen rasitusastetta jännitysten avulla, on oltava soveltuvia vertailuarvoja. Vertailuarvoja kutsutaan lujuusarvoiksi, joita voidaan määrittää esimerkiksi vetokokeella. Vetokokeessa pyöreäpoikkipintaista koesauvaa venytetään sen katkeamispisteeseen asti ja vetokoneeseen kytketyn tiedonkeruun avulla saadaan piirrettyä voiman ja muodonmuutoksen välinen kuvaaja. Koska kappaleessa vallitseva vetojännitys on suoraan verrannollinen voimaan, myös joikaista voima-arvoa vastaava jännitys on laskettavissa. (5, s. 1.4.)

Lujuuslaskennan pohjalla on yleispätevä ja yksinkertainen teoria, joka sisältää muutamia välttämättömiä oletuksia. Ensinnäkin aineet oletetaan tiettyyn rajaan asti lineaarisesti kimmoisiksi. Toiseksi materiaalin oletetaan olevan homogeenista, vaikka tosiasiallisesti esimerkiksi metallien rakenne koostuu erilaisista huokosista, sulkeumista ja raerajojen ympäröimistä rakeista. Tavallisimpia kuormituslajeja ovat veto ja puristus, taivutus, leikkaus ja vääntö. (5, s. 1.5 - 1.6.)

Vetokokeen antama käyrä esitetään yleensä jännityksen ja suhteellisen muodonmuutoksen keskinäisenä riippuvuutena. Käyrästä voidaan terästen tapauksessa yleensä löytää joko myötöraja tai nk. 0,2-raja sekä murtoraja. Puristuspuolella myötörajaa vastaa tyssäysraja. Myötöraja on jännitysarvo, jossa kappaleen lineaarinen jännityskehitys päättyy. Myötörajan jälkeen muodonmuutokset kasvavat

huomattavan suuriksi ilman että jännityksen tarvitsee lisääntyä. Murtoraja on korkein nimellinen jännitys, jonka aine kestää. Mikäli jännitys ylittää tämän arvon, murtumisprosessi alkaa. Vaikka voima-venymäkäyrä antaa ymmärtää, että jännitys kappaleessa pienenee murtumisprosessin aikana, tämä ei pidä paikkaansa, koska kappaleen poikkileikkaus pienenee murtumisprosessissa suhteessa nopeammin kuin voima. Eräiden terästen jännitys-venymäkäyriä on esitetty kuvassa 9. (5, s. 2.1 - 2.1.3.)



KUVA 9. Muutaman vetokokeen tulokset eri materiaaleille (5, s. 2.1.3)

Rasitetun kappaleen kestävyyttä tutkittaessa käytetään apuna ns. varmuuslukua. Se määritellään vertailun lujuusarvon eli suurimman sallitun jännityksen ja kappaleessa vaikuttavan jännityksen suhteena. Varmuusluvun suuruus vaihtelee eri tapauksissa arvojen 1,3 ja 10 välillä silloin, kun mitoitusperusteena on nimenomaan kestävyys. Erilaiset kappaleelle ja sen käytölle asetetut vaatimukset vaikuttavat varmuusluvun suuruuteen. (5, s. 2.5.) Stabiilitietapauksissa varmuus määritellään stabiiliteetin menetystä vastaavaan jännityksen suhteena (5, s. 8.1.3)

## 5.2 Redusoitu jännitys

Mikäli kappaleen määrätyssä pisteessä vaikuttaa useampia merkittäviä jännityksiä, ne on yhdistettävä esimerkiksi vetokokeen lujuusarvojen kanssa vertailukelpoisiksi kokonaisjännityksiksi. Täysin yleispätevää kaikkiiin tilanteisiin sopivaa jännitysten yhdistämistapaa ei ole vielä olemassa. Muutamia teorioita on kehitetty, jotka sopivat tietyille rajatuille materiaalityypeille. Yhdistettyä jännitystä kutsutaan myös vertailujännitykseksi tai redusoiduksi jännitykseksi. (5, s. 9.1.)

Yleisessä kolmiulotteisessa avaruusjännitystilassa vallitsee yhteensä yhdeksän erillistä jännitystilaa. Niistä kolme voidaan kuvata karteesisen koordinaatiston akselien suuntaisiksi normaalijännityksiksi ja loput kuusi jokaisen akselin kanssa kohtisuoriksi siten, että joka akselilla vaikuttaa kaksi toisiaan vastaan kohtisuoraa leikkausjännitystä. Kuitenkin voidaan osoittaa, että jokaisen akseliparin muodostaman tason suuntaisten akseleita vastaan kohtisuorien komponenttien itseisarvot ovat keskenään yhtä suuria. (5, s. 9.1.1.)

Von Mises -hypoteesi, eli Saarinevan kirjallisuudessa vakimuodonvääristymishypoteesi, on nykyään eniten käytetty menetelmä, koska se on yleispätevin. Maksimileikkausjännityshypoteesi sopii hyvin sitkeille materiaaleille ja maksimipääjännityshypoteesi hauraille materiaaleille. Vakimuodonvääristymishypoteesi määritellään kaavalla 16 sellaisessa tilanteessa, jossa vallitsee kaksi normaalijännitystä ja yksi leikkausjännitys. (5, s. 9.2.)

$$\sigma_{yhd} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3 \tau_{xy}^2}$$

KAAVA 16

$\sigma_{yhd}$  = yhdistetty jännitys [MPa]

$\sigma_x$  = x-akselin suuntainen normaalijännitys [MPa]

$\sigma_y$  = y-akselin suuntainen normaalijännitys [MPa]

$\tau_{xy}$  = xy-tasossa vaikuttava leikkausjännitys [MPa]

## 5.3 Stabiliateetti

Kaikissa tapauksissa kuormitus ja muodonmuutos eivät vastaa yksikäsitteisesti toisiaan, vaan saman tyyppiset kuormitukset voivat aiheuttaa erilaiset muodon-

muutokset. Tällöin kyseessä on niin kutsuttu stabiliteettitapaus. Stabiiliteetin perusteella käsiteltäviä tapauksia ovat nurjahdus, kiepahdus ja lommahdus. (5. s. 1.6.)

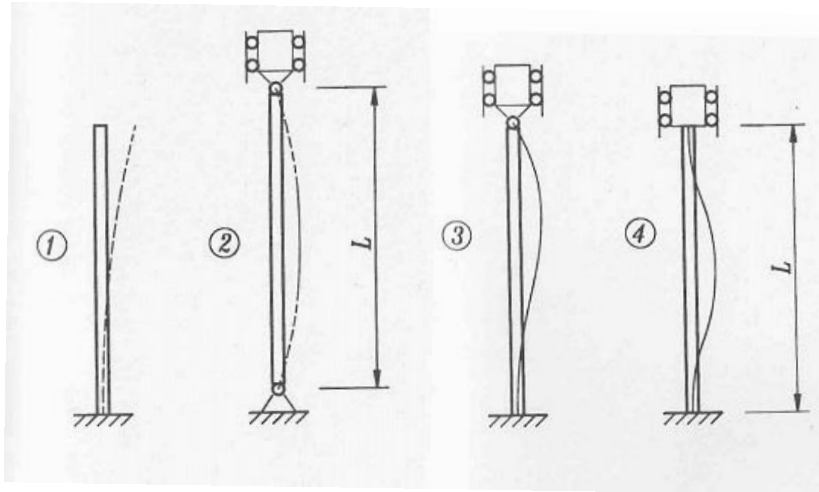
Suoraa sauvaa puristettaessa siihen syntyy poikkileikkauksen alaan verrannollinen puristusjännitys. Mikäli sauva on riittävän pitkä verrattuna poikkipintaansa, voima ei voida kasvattaa myötörajan saavuttamiseen saakka. Kappale joutuu jo tätä ennen epästabiiliin tilaan, jossa se kaareutuu voimakkaasti sivulle ja nurjahdtaa. Todellisuuden rakenteet ovat aina jonkin verran kaarevia, jolloin nurjahdus ei tapahdu yhdessä tunnetussa pisteessä. Todellisuudessa poikittaista muodonmuutosta syntyy jo pienillä voimilla, mutta suurin muodonmuutos tapahtuu alueella, jota kutsutaan nurjahdusjännitykseksi. Se lasketaan kaavalla 17. (5, s. 8.1.)

$$\sigma_N = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_N^2 \cdot A}$$

KAAVA 17

$\sigma_N$  = nurjahdusjännitys [MPa]  
 $E$  = materiaalin kimmomoduli [GPa]  
 $I$  = poikkipinnan neliömomentti [mm<sup>4</sup>]  
 $L_N$  = nurjahduspituus [mm]  
 $A$  = poikkipinnan pinta-ala [mm<sup>2</sup>]

Nurjahduksen teoreettisen määritelmän kehitti 1700-luvulla elänyt matemaatikko Leonhard Euler. Hän määritteli neljä perustapausta nurjahduksen alaisten sauvojen kiinnityksille. Todellisuudessa mikään kiinnitystapa ei vastaa täysin näitä erikoistapauksia, mutta käytännössä neljän perustapauksen avulla on mahdollista arvioida nurjahduspituus riittävällä tarkkuudella. Erilaisia kiinnitystapoja ja vastaavia nurjahduspituuksia on esitetty kuvassa 10. (5, s. 8.1.1.)



KUVA 10. Eulerin nurjahdustapaukset (5, s. 8.1.1)

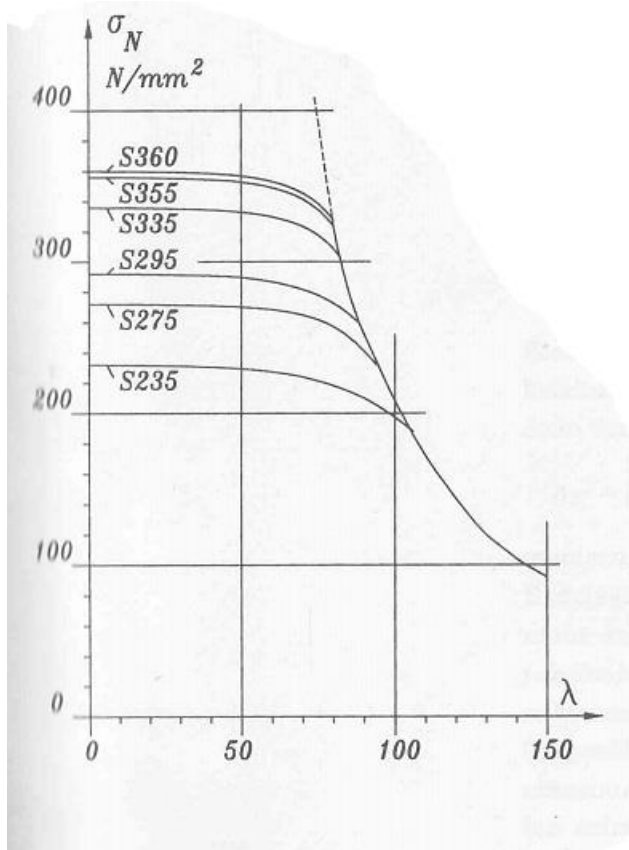
Nurjahduksen lausekkeessa esiintyvä  $L$  on kappaleen nurjahduspituus, joka on riippuvainen kappaleen pituudesta ja kiinnitystavasta. Nurjahdusjännitys voidaan laskea jakamalla nurjahdusvoima sauvan pinta-alalla. Saarinevan mukaan sille on myös johdettu oma lauseke, joka on kaavan 18 mukainen. Sen nimittäjässä esiintyvää muuttujaa kutsutaan hoikkuusluvuksi, joka on riippuvainen kappaleen poikkipinta-alasta ja nurjahduspituudesta. (5, s. 8.1.1.)

$$\sigma_N = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

KAAVA 18

$\sigma_N$  = nurjahdusjännitys [MPa]  
 $E$  = materiaalin kimmomoduli [GPa]  
 $\lambda$  = hoikkuusluku

Nurjahdusjännityksen kuvaaja piirretään hoikkuusluvun funktiona ja siitä muodostuu laskeva hyperbeli. Hyperbeli katkaistaan myötörajan kohdalta, ja syntyvä nurkkauksen tulee olla kaareva. Siten kuvaajasta voidaan erottaa kolme aluetta: tyssäysalue, epäelastinen alue ja elastinen alue. Elastisella alueella nurjahdus tapahtuu ennen myötörajan saavuttamista. Tyssäysalueella varsinaista nurjahdusta ei pääse tapahtumaan, vaan kappale myötää eli tyssääntyä. Muutamien terästen nurjahdusjännityksen kuvaajia on esitetty kuvassa 11. (5, s. 8.1.2.)



KUVA 11. Eri rakenneterästen nurjahdusjännityksiä hoikkuusluvun suhteen (5, s. 8.1.2.2)



## 6 SUUNNITTELUN MÄÄRITYKSET

Suunnittelutyötä varten on välttämätöntä tehdä määrittelyjä, jotta työn kokonaisuus on rajattavissa ja suunnitteluongelma ratkaistavissa. Esimerkiksi alatukivarsien suunnittelussa ennalta määriteltäviä seikkoja voivat olla muoto, komponenttien tyyppi, kuormituksen kesto ja rasitukset. Kaikkia suunnittelutyöhön liittyviä määrittelyjä ei tässä työssä ollut saatavilla, vaan ne täytyi päättää tai määritellä itse. Osa määrittelyistä tuli suoraan hankkeesta tehtyjen töiden ja vaatimusten kautta. Taulukossa 3 on esitetty kooste hankkeen kautta tulleista lähtöarvoista.

*TAULUKKO 3. NRC-auton vaatimusmäärittelyn asettamia lähtöarvoja*

määritelmä	arvo	yksikkö
raideleveys	1 700	mm
akseliväli	2 480	mm
massa ajotilanteessa	1 400	kg
painojakauma eteen	55	%
massapisteen korkeus	500	mm
jousituksen liikematka (kokonais/sisään/ulos)	240/100/140	mm
kääntyvyys ohjauksen keskiasennosta	27	°

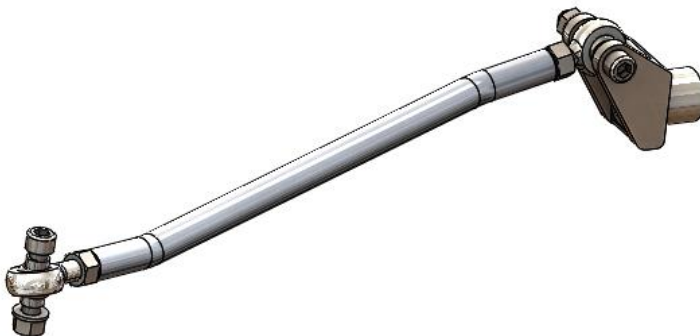
Alatukivarret ja raidetangot tuli valmistaa siten, että kaikki liikkuvat nivellykset taapahtuvat monoball-nivelillä eli avoimilla pallomaisilla nivelillä. Tämä on hyvin yleinen ratkaisu kilpakäytössä lujuutensa ja sovellettavuutensa ansiosta. Kaikkien nivelten tuli olla vaihdettavissa tavallisilla käsityökaluilla.

Nivelissä piti olla kierreliitokset säätömahdollisuuden toteutumiseksi ja alapallo-nivel tuli olla vaihdettavissa kenttäolosuhteissa. Nivelten välisen runkorakenteen toteutukselle ei ollut muita erityisiä vaatimuksia kuin se, että ne olisivat valmistettavissa Oamkin laboratorioissa. Ralliajossa osien tulee olla myös mahdollisimman keveitä, koska suuri jousittamaton massa aiheuttaa ajettavuuden heikkene- mistä.

Suunnittelijan näkökulmasta parhaan yhdistelmän toisi rakenne, jossa nivelet liitetään kierteillä sopivan kokoisiin putkiprofiileihin, jotka yhdistävät osat toisiinsa. Etummainen alatukivarren putki liitetään kiinteästi alapallonivelen pesään. Taempi alatukivarren tanko kiinnitetään pulttiliitoksella laippaan. Laippa on symmetrinen, jolloin se mahdollistaa samojen osien käytön molemmilla puolilla autoa. Siten peilikuvaosia ei tarvita ja koneistusohjelmoinnin määrä vähenee.

## 6.1 Pyöräntuennan geometria ja kinetiikka

Alatukivarsien ja raidetankojen rakenteelliselle geometrialle oli määrittelyjä ennen suunnittelutyön aloittamista. Kaikki nivelpisteiden paikat ja alapallonivelen paikka oli määrätty ennalta. Ajoneuvoon oli jo suunniteltu eräänlaiset raidetangot, joiden kiinnitys hammastankoon suoritettiin erillisellä korvakkeella. Osat olivat kuitenkin oletetusti vaikeat valmistaa riittävällä tarkkuudella mutkaisuuden vuoksi ja korvakkeista tarvittiin peilikuvaosat. Siksi ne haluttiin suunnitella uudelleen. Kuvassa 12 on esitetty alkuperäinen raidetanko.



*KUVA 12. Alkuperäinen eturaidetanko kiinnikkeineen*

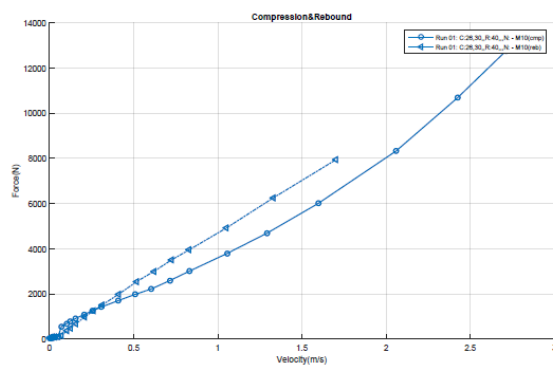
Koska pyöräntuennan geometrian alkuperäinen suunnittelu johti joustovaran ja kääntyvyyden rajoittumiseen, suunniteltavien osien lopulliseen geometriaan vaikutti suuresti tilan puute. Suunniteltavien osien tuli kuitenkin olla sellaisia, että ne toteuttavat pyöräntuennalle asetetut vaatimukset. Kevään aikana ajoneuvon iskunvaimentimen mittoihin tuli muutoksia, jolloin myös pyöräntuennan koordinaat-

teja tuli muuttaa. Tuossa vaiheessa oli vielä helppoa muokata kiinnittäviä komponentteja ja koordinaatteja siten, että nivelten liikeradat saatiin toimiviksi koko joustoliikkeen aikana. Samalla säilytettiin ennalta suunnitellut pyöräankumat.

## 6.2 Äärimmäiset rasitustilanteet

Koska ulkoisten rasitusten ratkaiseminen on välttämätöntä sisäisten rasitusten määrittämiseksi, suunnittelun lähtötietojen määrittäminen aloitettiin mallintamalla määrättyssä tilanteessa pyöräntuennassa vaikuttavat voimat. Pääsuunta töyssyn ylityksessä voidaan arvioida pystysuuntaiseksi liikkeeksi, joten mallinnus suoritettiin soveltamalla kaksimassaisen värähtelijän mallia, niin kutsuttua Quarter Car Modelia lukujen 3.2 ja 3.3 esittämällä tavalla. Mallissa ei huomioida sivuttaissuuntaisia voimia, eikä korin mahdollista pyörähdystä, nyökkäystä ja kallistelua. Liitteessä 1 esitetään ote differentiaaliyhtälöiden ratkaisusta Eulerin menetelmällä.

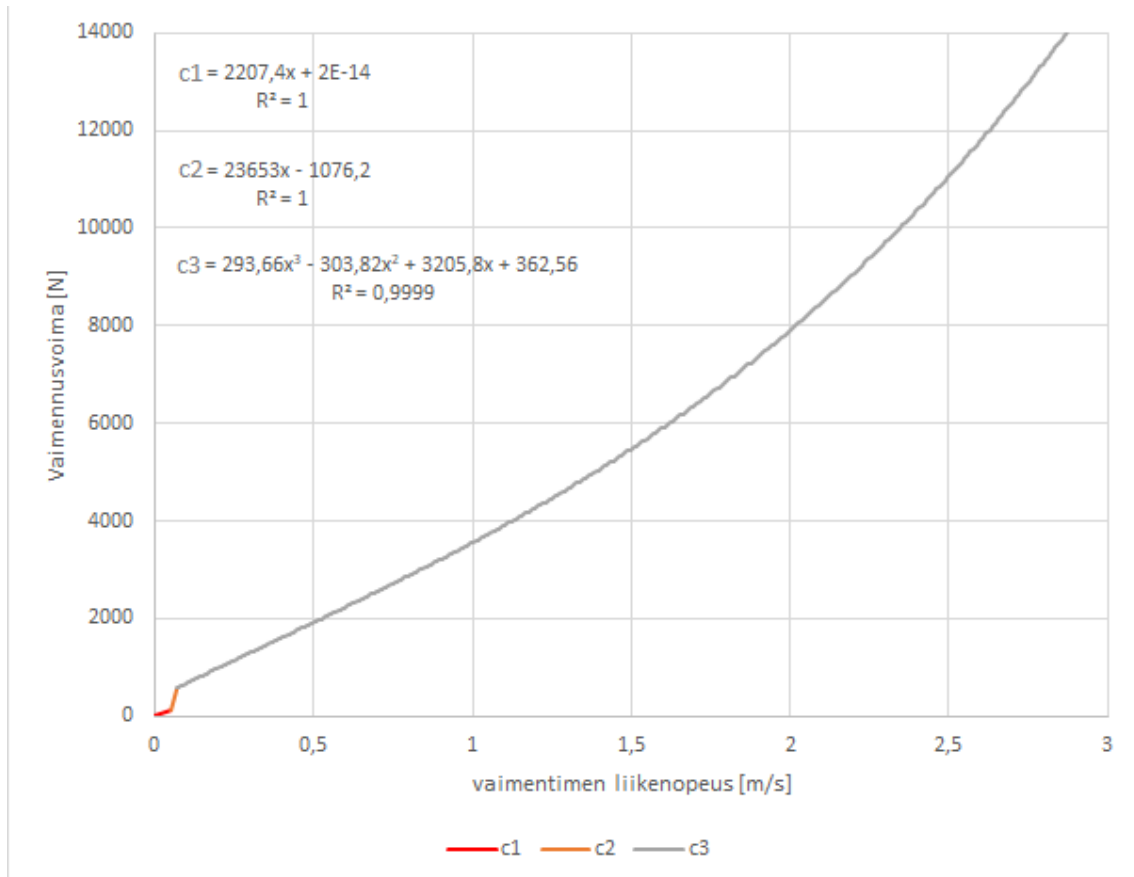
Ajoneuvossa käytettävä iskunvaimennin on öljyn virtausvastukseen perustuva vaimennin, jonka vaimennuskerroin on epälineaarisesti riippuvainen vaimentimen liikenopeudesta. Arvioitiin, että ratkaisun kannalta epälineaarisen käytöksen huomiointi on kannattavaa. Vaimennusvoiman kuvaaja saatiin iskunvaimentimen toimittajalta ja se siirrettiin MS Excel-ohjelmistoon. Vaimennuskäyrä on esitetty kuvassa 13.



KUVA 13. Iskunvaimentimen vaimennuskäyrä sisään- ja ulosjoustossa

Differentiaaliyhtälöitä varten vaimennustermien eteen asetettiin kolme estimoitua funktioita käyttäen kolmen yhtälön yhtälöryhmää, joka kuvaa vaimennusvoiman vaihtelua liikenopeuden suhteen. Vaimennusvoiman kuvaajasta havaitaan sel-

keästi kaksi melko lineaarista aluetta ja yksi progressiivinen alue. Näistä muodostettiin toisistaan riippumattomat approksimaatiofunktiot. Ne asetettiin differentiaaliyhtälön ratkaisuun vastaamaan kuvaajan perusteella määrättyjä liikeno-  
peusalueita. Iskunvaimentimen matemaattinen vaimennusapproksimaatio on esitetty kuvassa 14. Kuvassa näkyvät yhtälöt määrittävät vaimennussuhteen tietyllä nopeudella ja funktioiden ratkaisu on vaimennusvoima.



KUVA 14. Iskunvaimentimen matemaattinen malli

Vaatusmäärittelyn mukaan ajoneuvon massaksi tavoitellaan kuljettajien kanssa taulukon 3 mukaista massaa. Kun tämä massa jaetaan akselleille määrätyn painojakauman suhteen ja massa puolitetaan, yhdelle renkaalle tuleva massa on noin 385 kg. Tämä massa jakautuu jousitettuun ja jousittamattomaan massaan. Iskunvaimentimen, renkaan ja pyörän navan osien massa mitattiin ja muiden komponenttien massa arvioitiin 3D-mallien perusteella. Koska liikkuvia osia ei ollut suunniteltu, niiden massa täytyi arvioida. Arviointi suoritettiin jakamalla oletettu liikkuvien komponenttien massa kahdella. Oletus oli, että kappaleiden

massapiste on lähes keskellä runkokiinnityksen ja alapallonivelen väliä. Siten jousittamattomaksi massaksi muodostuu noin 52 kg yhdelle pyöräntuennalle.

Jousen jousivakio selvitettiin ajoneuvossa käytettyjen jousien merkinnästä. Tieto vahvistettiin maahantuojalta. Käytetty jousi on Eibachin valmistama kierrejousi, jonka ilmoitettu jousivakio on 22 N/mm. Renkaan jousivakion arvioitiin olevan noin 250 N/mm. Renkaan vaikutus laskentaan voidaan pitää pienenä, koska se on pääjouseen verrattuna hyvin jäykkä.

Differentiaaliyhtälöä ratkaistiin numeerisesti käyttäen useita eri nopeuksia ja töyssyn profiileja. Kaikki töyssyt olivat profiililtaan sinimuotoisia. Niiden pituutta vaihdeltiin maksimikorkeuden ollessa 0,10 m. Tuloksina saadaan pystysuuntainen voima töyssyn aikana ja joustoliikkeen suuruus. Differentiaalilaskennan avulla saadut tulokset erilaisille töyssyille on kuvattu taulukossa 4.

*TAULUKKO 4. Differentiaalilaskennassa selvitettyt voimat vakio korkuisessa töyssyssä*

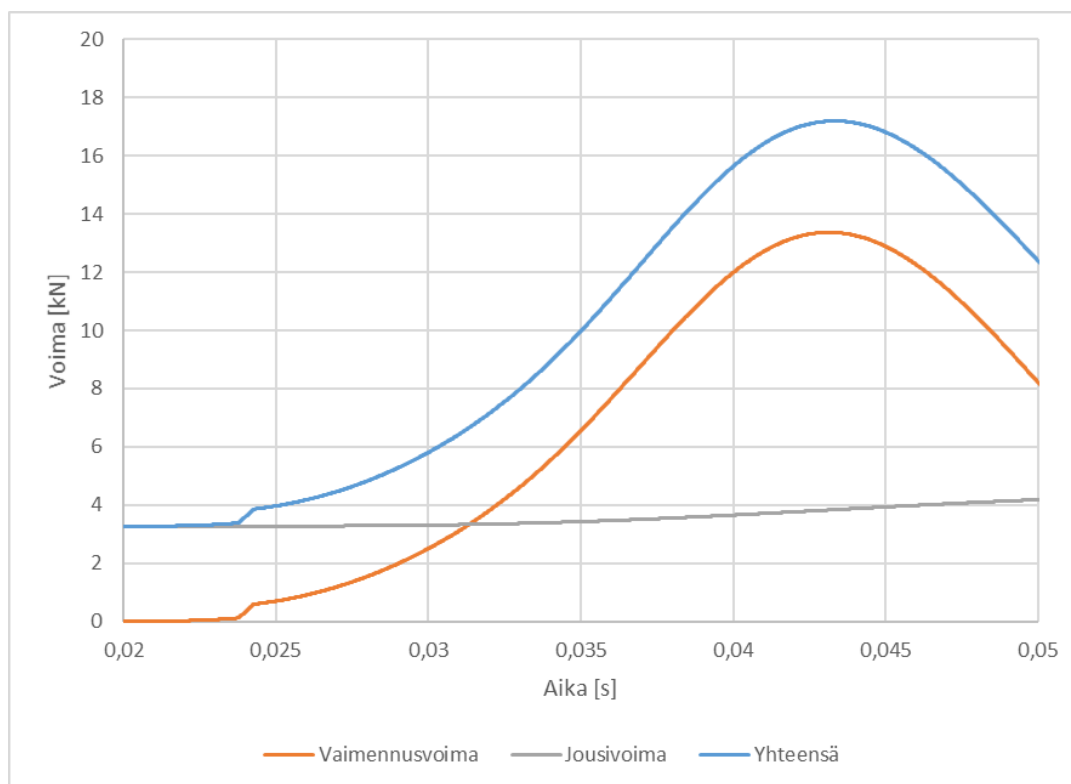
<b>Töyssyn pituus</b>	<b>nopeus 90 km/h</b> pystyvoima [N] puristuma [mm]	<b>nopeus 120 km/h</b> pystyvoima [N] puristuma [mm]	<b>nopeus 150 km/h</b> pystyvoima [N] puristuma [mm]	<b>nopeus 180 km/h</b> pystyvoima [N] puristuma [mm]
3,0 m	12 200 92	14 300 90	15 700 86	16 500 80
2,0 m	15 000 88	16 500 80	17 100 73	17 200 66
1,5 m	16 500 80	17 200 70	17 100 63	16 600 56
1,0 m	17 200 66	16 600 56	15 500 49	14 400 44

Suurimmat voimat aiheuttavaa 1,5 m pituista töyssyä tutkittiin myös kasvattamalla töyssyn korkeutta arvoihin 0,125 m ja 0,15 m. Tulokset on esitetty taulukossa 5.

**TAULUKKO 5. Voima ja puristuma 1,5 metriä pitkän pompun korkeuksilla 0,1 m, 0,125 m ja 0,15 m**

Töyssyn korkeus	nopeus 90 km/h pystyvoima [N] puristuma [mm]	nopeus 120 km/h pystyvoima [N] puristuma [mm]	nopeus 150 km/h pystyvoima [N] puristuma [mm]	nopeus 180 km/h pystyvoima [N] puristuma [mm]
0,10 m	16 500 80	17 200 70	17 100 63	16 600 56
0,125 m	20 600 93	21 700 81	21 700 72	21 200 64
0,15 m	24 800 104	26 300 90	26 600 79	26 100 71

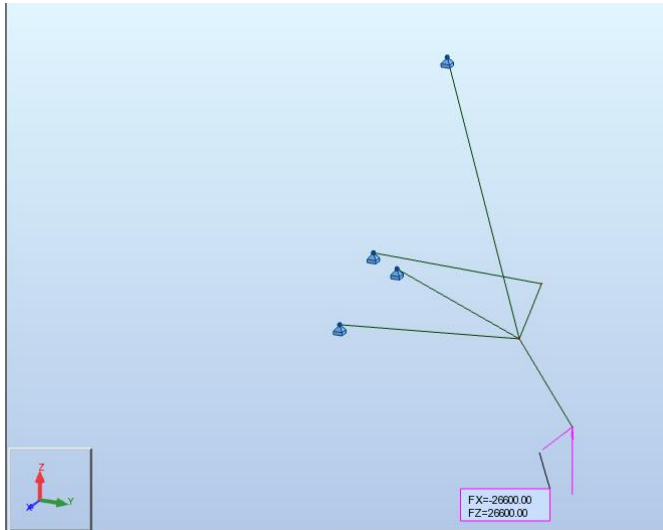
Kuvassa 15 on esitetty voimakuvaja, jossa pompun pituus oli 3,0 m, korkeus 0,15 m ja nopeus 90 km/h. Kuten kuvasta huomataan, herätteen aiheuttama muutos on hyvin samanlainen sinimuotoisen herätteen kanssa.



**KUVA 15. Voimakuvaja 3 metriä pitkän ja 15cm korkean pompun ylityksessä nopeudella 90 km/h**

Kun dynaamisella mallilla oli arvioitu erilaiset tapaukset, suoritettiin tukivarsien rasiusten laskenta. Koska laskettavia tapauksia oli useita ja tehtävä on luonteeltaan melko haastava, apuna käytettiin Autodesk Robot -ohjelmaa, jossa ratkaisu

perustuu elementtimenetelmään. Ohjelmaan kirjoitettiin pyöräntuennan kiinnityspisteiden ja voimaherätteen sijainnin koordinaatit herätteen aiheuttamassa asennossa ja pisteiden välille muodostettiin kiinteät sauvaelementit. Periaate on esitetty ruudunkaappauksella Robot-ohjelmaan määritetystä rakenteesta kuvassa 16.



*KUVA 16. Pyörän ripustuksen komponenttien ratkaiseminen Robot-ohjelmistolla*

Erilaisia rasituksia otettiin tutkittaviksi kolme. Yksi perustui differentiaaliyhtälöillä ratkaistun mallin avulla saatuun suurimpaan rasitustilanteeseen ja loput kaksi kirjallisuudesta löydettyihin voimakertoimiin luvussa 3.1 esitetyn taulukon 1 mukaan. Taulukkotilanteista valittiin tutkittaviksi ne, joissa voimakertoimet olivat suurimpia. Robot-ohjelmasta saadut rasitukset tukivarsille ja raidetangoille on esitetty taulukossa 6.

*TAULUKKO 6. Tukivarsissa ja raidetangoissa vaikuttavat kohtisuorat voimat*

rakenneosa etu-akselistossa	kaksimassamallin voima [N]	sivusuuntainen törmäysvoima [N]	töyssy kaarreaajossa -voima [N]
etumpi tukivarrenputki	58 400 veto	15 350 puristus	26 300 veto
taempi tukivarrenputki	49 200 puristus	750 veto	20 800 puristus
raidetanko	7 800 puristus	3 400 puristus	2 900 puristus

Sauvaelementtien jäykkyys määrättiin asettamalla sauvoille poikkipinnan suuruus. Poikkipinnassa pyrittiin huomioimaan rakennetun mallin riittävä jäykkyys, jotta voimien jakautuminen ei vääristyisi. Ohjelmassa on mahdollista määrittää jokaisen kiinnityspisteen ja rakenteen sisäisten liitoskohtien vapausasteet siten, että liitoskohdat toimivat monoball-tyyppisen nivelen tavalla.

Ratkaisumenetelmä ei ole täydellinen, mutta antaa erittäin hyvän arvion voimien jakautumisesta. Lisäksi se on tehokas ja joustava. Määritykset tehtiin sekä eteen että taakse, mutta takapäässä vaikuttavien voimien arvioitiin olevan pienempiä kuin etupään. Arveltiin olevan riittävää, että etupään turvallisella mitoituksella myös takapäästä muodostuu riittävän kestävä.

### **6.3 Kallistuksenvakaajan aiheuttama rasitus**

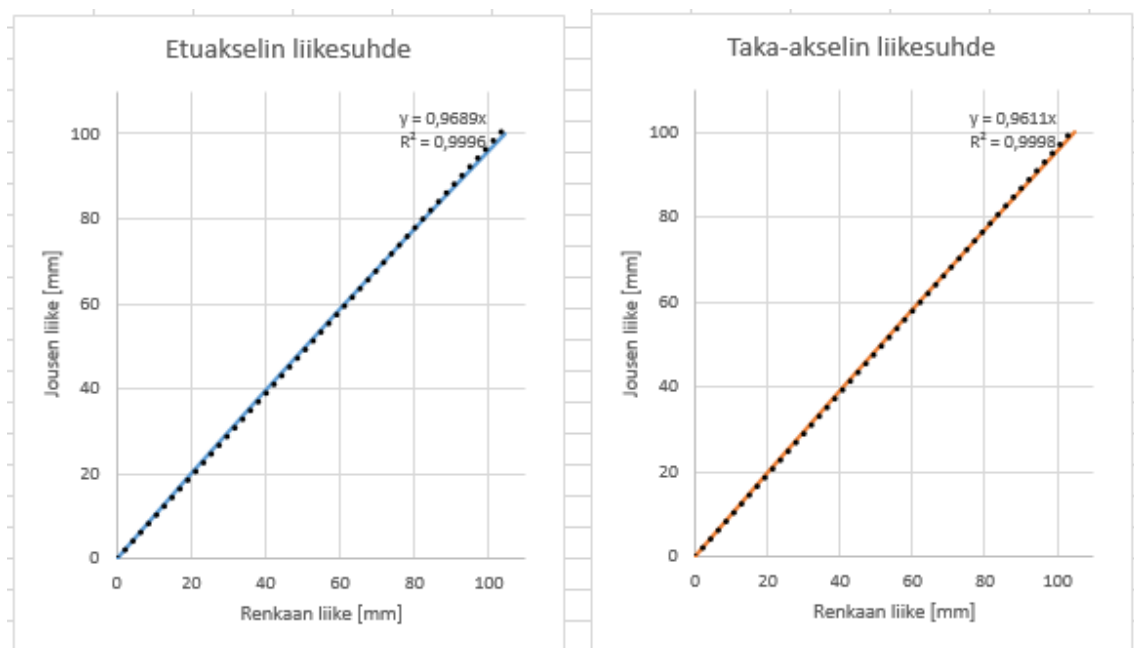
Kallistuksenvakaajan vaikutus huomioitiin laskemalla näennäinen kallistuksenvakaajan aiheuttama voima luvun 4 esittämällä tavalla. Lähtöarvoksi NRC-autolle määrättiin 3,0 deg/g taulukon 2 perusteella. Ajoneuvoon suunniteltu pyöräntuenta toimii nimenomaan soralla, joten määritykset tehtiin sora-alustan mukaan.

NRC-autolle sopivasta lateraalisten painonsiirtymien suhteesta ei ollut olemassa olevaa tietoa eikä kokemusta, eikä nelivetoiselle ralliajoneuvolle löytynyt kirjallisuudesta muutenkaan soveltuvia viitearvoja. Päätettiin, että se asetetaan lähelle suhdetta 50/50 siten, että tukivarsien rasitukset olisivat tasaiset. Laskennan suorituksen jälkeen voidaan myöhemmin suoritettavien mittauksen perusteella tehdä haluttuja muutoksia ottaen huomioon niiden muut vaikutukset, kuten kallistuksenvakaajan voiman muutoksen vaikutus mitoitukseen. Edellytyksenä tälle on, että suoritettavat mittaukset antavat ymmärtää käytetyn teorian soveltuvuuden käytännössä.

Laskennan aluksi kartoitettiin mahdollisimman tarkasti laskennassa tarvittavat muut lähtöarvot. Osa lähtöarvoista tuli suoraan hankkeelta ja puuttuvat arvot määritettiin analysoimalla 3D-mallia ja hyödyntämällä aiemmin tehtyjä määrityksiä. Esimerkkilaskelma lähtöarvoineen on monimutkaisuuksensa vuoksi esitetty liitteessä 2.



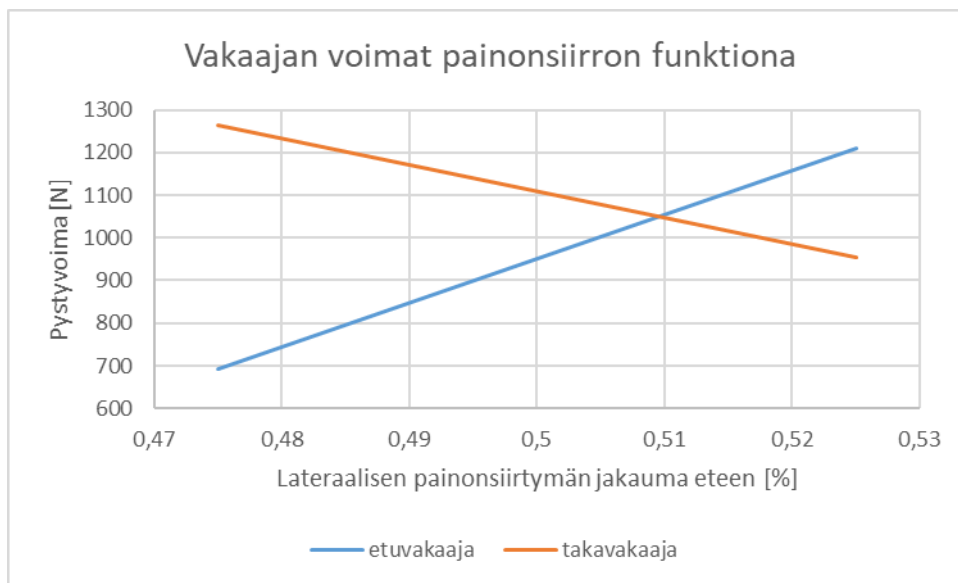
Laskenta suoritettiin MathCAD Prime 3.1 -ohjelmalla. Aluksi täytyi määrittää ajoneuvon olemassa olevien komponenttien perusteella jousitusparametrit, kiertojäykkyydet ja kallistelumomentti. Liikesuhteiden määrittämiseksi ajoneuvosta tehtiin SolidWorksilla paremmin toimiva kevyt 3D-malli, joka antoi automaattisesti halutut mittaussuureet joustomatkan funktiona. Liikesuhteiden kuvaajista havaitaan, että käytös on lähes lineaarista. Siten laskennassa voidaan olettaa, että vakioarvo soveltuu käytettäväksi liikesuhteen arvona. Etuakselistossa liikesuhteeksi arvioitiin 0,97 ja taka-akselistossa 0,96. Liikesuhteiden käyttäytyminen sisäänjoustossa etu- ja takapäässä on esitetty kuvassa 17.



KUVA 17. Etu- ja taka-akseleiden liikesuhteet

Kallistuksenvakaajan aiheuttamaa maksimaalista rasitusta arvioitiin kallistuksenvakaajan pystytangon kohdalla vaikuttavan jousivoiman perusteella. Oletettu pahin tilanne on se, että ralliauto kulkee pitkin ojanpiennarta siten, että paino siirtyy ojanpuoleiselle renkaalle. Tällöin on mahdollista, että ajoneuvon jousi käy hetkelisesti pohjassa ja toisen puolen pyörä nousee ilmaan. Kallistuksenvakaaja kytkee alatukivarret toisiinsa siten, että toisen jousen ollessa pohjassa ilmassa olevan pyörän jousi painaa rengasta alaspäin. Lisäksi ilmassa olevaan renkaaseen vaikuttaa painovoima.

Periaatteessa tilanne voidaan laskea muodostamalla kolmen jousen sarja. Ensimmäinen jousi on niin kutsuttu ajovakio, joka vaikuttaa renkaan ja korin välillä. Toinen jousi on kallistuksenvakaajan pystytangon kohdalla vaikuttava teoreettinen jousi. Kolmas jousi on sama kuin toinen, mutta ajoneuvon toisella puolella. Jouset on otettava huomioon kaksi kertaa, koska kallistuksenvakaaja kiertyy ajoneuvon keskilinjän molemmin puolin vastakkaisiin suuntiin. Laskennan tulokset on esitetty kuvassa 18.



KUVA 18. Kallistuksenvakaajien voimat

Koska kallistuksenvakaajan pystytanko ei tule olemaan täysin pystysuuntainen pystytankojen kiertymisen vuoksi ja liikesuhteet eivät ole täysin lineaarisia, on voimaan suhtauduttava varauksella. Lisäksi myöhemmin tehtävät säätötoimenpiteet muuttavat voimia, joten yksiselitteistä rajaa on vaikea määrittää. Lopputulos on laskennan perusteella kompromissi soveltuvan kinetiikan, rakenteiden kestävyys ja halutun painonsiirtosuhteen välillä. Jatkossa testaus on välttämätöntä soveltuvan kokoonpanon löytämiseksi.

Laskentaa suorittaessa heräsi epäily, että lineaarisen mallin oletukset ja yksinkertaistukset aiheuttavat liikaa virheitä laskenta-arvioihin. Lähtöarvot on muutettava auton rakentamisen jälkeen todellisuutta vastaaviksi ja mitoitus on tarkastettava sen perusteella uudelleen. On erityisen tärkeää, että ennen vaativampien testien suorittamista rasituksia tutkitaan esimerkiksi venymäliuskamittauksilla.

## 7 SUUNNITTELUTYÖ

### 7.1 Materiaalin ja liitosmenetelmien valinta

Koska valmistettavuus oli yksi tärkeä vaatimus, päätettiin rakenne tehdä sopivasta teräksestä. Erilaisia teräksiä on lukuisa määrä, mutta kaikilla teräksillä on suunnilleen sama kimmomoduuli ja tiheys. Rakenteen tuli olla sellainen, että sen työstäminen suunniteltavilla menetelmillä on vähintään kohtuullista ja onnistuu Oamkin laitteistoilla. Putket päätettiin hitsata kiinnitysoosiin, jolloin materiaalin tulee olla hallitusti hitsattavissa lujuuden ja laadun varmistamiseksi.

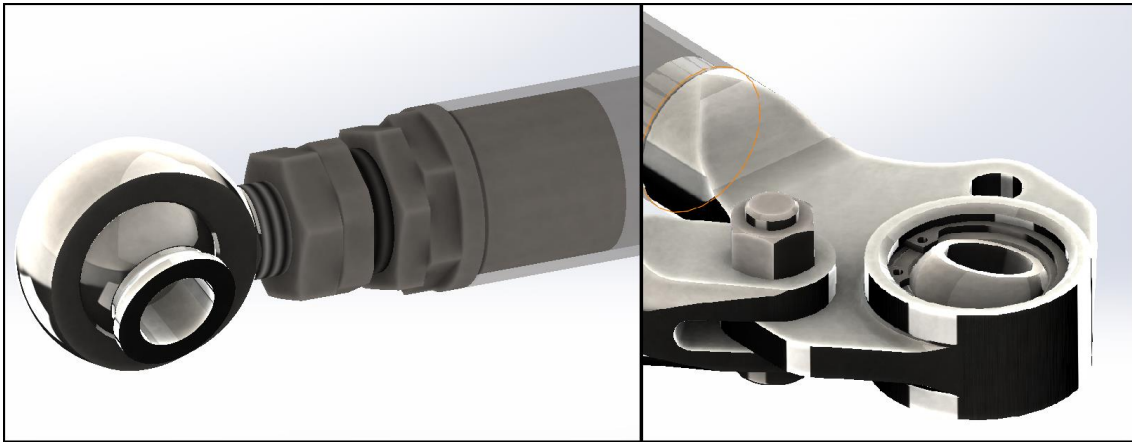
Alustavien laskelmien perusteella käytettäväksi materiaaliksi valittiin SSAB:n tuote Docol R8. Sen myötöraja on valmistajan mukaan 690 MPa. Siitä kuitenkin luovuttiin myöhemmin, koska sen hitsattavuutta liitoselementteihin epäiltiin ja materiaalin saatavuus suunnitteluhetkellä oli heikko. Toisena vaihtoehtona oli SAE 4130 nuorrutusteräs, jota on yleisesti paljon käytetty ajoneuvo- ja lentokoneenrakenneksessa. Lisäksi sitä oli suunnitteluhetkellä saatavilla. SAE 4130 on helposti hitsattavissa ja ominaisuuksiensa vuoksi se valittiin tukivarren perusmateriaaliksi. Sen ominaisuuksia on verrattu Docol R8 -teräksen ominaisuuksiin taulukossa 7.

*TAULUKKO 7. Docol R8 -putkiteräksen ja SAE 4130 -putkiteräksen mekaanisten ominaisuuksien vertailu vetokokeessa (9, s. 3)*

	Docol R8	SAE 4130
Myötöraja (0,2-raja) [MPa]	660-668	681-703
Murtoraja [MPa]	825-832	771-780
Keskimääräinen murtovenymä [%]	19,20	11,50

Liitosmenetelmien valinta perustui rakenteelle asetettuihin vaatimuksiin ja asennuskohdissa vallitseviin rasituksiin. Alatukivarren sisemmät nivelet päätettiin kiinnittää kierreholkkiin, jossa on sisä- ja ulkokierteet. Toinen kierteistä on vasenkäkinen. Holkki asennetaan tukivarrenputken päähän hitsattuun kierreholkkiin ja lukitaan paikoilleen matalalla lukitusmutterilla. Myös tukivarren nivelet lukitaan mutterilla säätöholkkiin. Tukivarren putkia yhdistävä liitos päätettiin suorittaa kitkaliitoksella käyttäen matalakantaista kuusioruuvia. Alapallonivel asetettiin tukivarren

laipassa olevaan kuppiin ja nivel lukittiin sokalla paikalleen. Alatukivarren rakenteet on esitetty kuvassa 19.



KUVA 19. Tukivarren liitoskohtien rakenteet

## 7.2 Profiilin valinta

Koska jousitukseen mallinnetut osat ja jousituksen kinetiikka asettivat omat rajoituksensa alatukivarsien ja raidetankojen profiilin koolle, koko valittiin saatavilla olevien profiilien perusteella laskemalla rakenteen maksimaalinen veto- ja puristusjännitys. Lisäksi tutkittiin osien stabiliteettia nurjahdusteorian avulla.

Profiilin mitoiksi tukivarrelle valikoitui  $\varnothing 35 \times 2$  ja raidetangoille  $\varnothing 20 \times 1,5$ . Pisimmät osat ovat ajoneuvon taka-akselistolla. Mitoitus tehtiin taka-akselin mittojen perusteella, koska pidemmät osat ovat puristusjännityksen alaisena alttiimpia nurjahdukselle. Pisimmän takatukivarrenputken pituus nivellysten välillä on 550 mm ja takaraidetangon nivelpisteiden väli on 537 mm. Rakenteille sallittu suurin aksiaalivoima lasketaan seuraavassa esitetyillä lausekkeilla.

tukivarrenputkelle

$$F_{sall} = 681 \text{ MPa} \cdot \pi \cdot \left( \left( \frac{35 \text{ mm}}{2} \right)^2 - \left( \frac{35 \text{ mm} - 4 \text{ mm}}{2} \right)^2 \right) = 141202.023 \text{ N}$$

raidetangolle

$$F_{sall} = 681 \text{ MPa} \cdot \pi \cdot \left( \left( \frac{20 \text{ mm}}{2} \right)^2 - \left( \frac{20 \text{ mm} - 3 \text{ mm}}{2} \right)^2 \right) = 59369.033 \text{ N}$$

Nurjahdusvaaraa tutkittiin soveltamalla Eulerin perustapausta 4, koska sen katsottiin vastaavan parhaiten yksittäisen tukivarrenputken kuormitustilannetta. Raidetangolle tarkastelu tehtiin samalla periaatteella. Tukivarrenputkien osalta oletuksena oli, että mikäli yksittäinen varsi kestää kuormituksen nurjahtamatta, myös kolmion muotoon asetetut putket kestävät kyseisen rasiustilanteen. Putkien kiinnitystavan vuoksi toinen putkista estää tukivarrenputken liikkumisen yhdessä suunnassa, jolloin stabiliteetin voidaan katsoa olevan vähintään yhtä hyvä.

Nurjahdusvaaraa voidaan tutkia laskemalla rakenteelle nurjahdusvoima. Mikäli nurjahdusvoima on selkeästi pienempi kuin kappaleen myötäämisen aiheuttava voima, nurjahdus tapahtuu elastisella alueella. Nurjahdusvoiman laskenta tukivarrelle ja raidetangolle lasketaan seuraavassa esitetyillä lausekkeilla.

tukivarrenputkelle

$$\frac{\pi^2 \cdot 210000 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi}{64} \cdot ((35 \text{ mm})^4 - (31 \text{ mm})^4)}{(550 \text{ mm})^2} = 194096.473 \text{ N}$$

raidetangolle

$$\frac{\pi^2 \cdot 210000 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi}{64} \cdot ((20 \text{ mm})^4 - (17 \text{ mm})^4)}{(550 \text{ mm})^2} = 25722.061 \text{ N}$$

Kun verrataan nurjahdusvoimaa myötäämisen aiheuttavaan voimaan, havaitaan, että tukivarren myötäämisen aiheuttava voima on suurempi. Siten nurjahdusvaaraa ei ole. Lisäksi profiili kestää sille asetetut vaatimukset. Raidetangon osalta nurjahdusvoima on määräävä. Koska nurjahdusvoima on merkittävästi pienempi kuin myötäämisen aiheuttama voima, nurjahdus on ensisijainen vaurioitumistapa. Profiili kuitenkin kestää sille asetetut vaatimukset. Taulukossa 8 esitetään rakenteiden vaurioitumisvoimat vaurioitumistavan suhteen verrattuna mitoituksen kannalta kriittisiin voimiin.

**TAULUKKO 8. Vaurioitumisvoimat verrattuna mitoitusvoimaan**

	myötövoima [N]	nurjahdusvoima [N]	kriittinen voima [N]
tukivarrenputki	141 202	194 096	58 400
raidetanko	59 369	25 722	7 800

Alustavan profiilin valinnan jälkeen päätettiin, että tukivarresta tehdään myös FEM-simulaatio sen takia, että tukivarteen tuli perusprofiilista voimakkaasti poikkeavan muotoisia osia. Raidetankojen osalta simulointia ei nähty tarpeelliseksi.

### 7.3 Kierreosien valinta

Koska kierreosat saatiin tarkoitukseen kehitettyinä alihankintaosina, niiden kestävyys arvioitiin riittävän suureksi. Kestävyyttä arvioitiin laskemalla kierteissä valitsevat leikkausjännitykset määritetyllä kuormituksella. Nivelten ja niiden kierteiden uskottiin olevan riittävän lujia, koska valittujen nivelten valmistajan ilmoittama maksimikuormitus ylittää kaikkien nivelten osalta niille asetetut vaatimukset. Vertailu on suoritettu taulukossa 9.

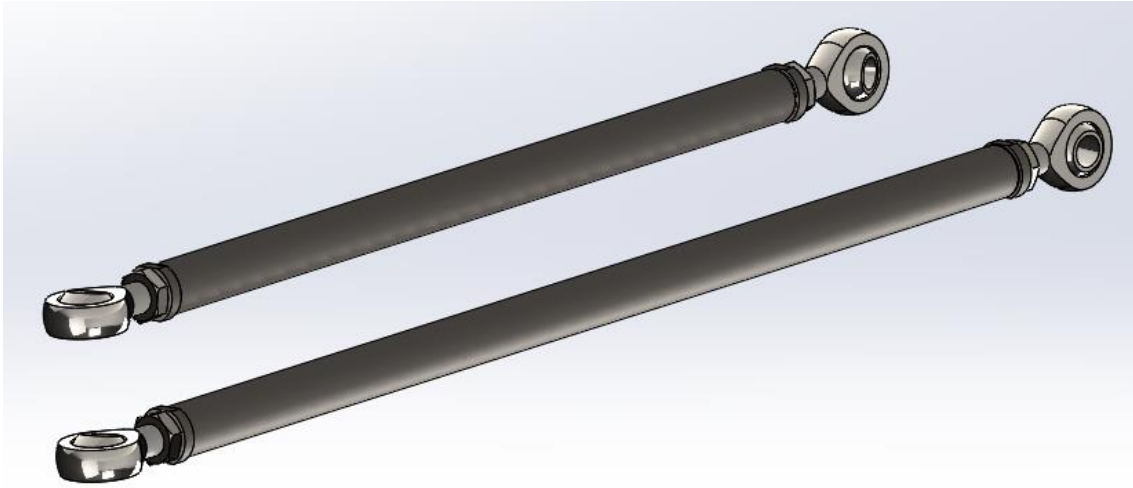
*TAULUKKO 9. Tukivarsien ja raidetankojen nivellysten mitoitusarvot (10, s. 23 - 24)*

	Sallittu kuorma [N]	Laskennallinen kuorma [N]
Alapallonivel	130 200	58 400
Raidetangon nivelet	42 200	7 800
Tukivarren sisäpään nivelet	81 400	58 400

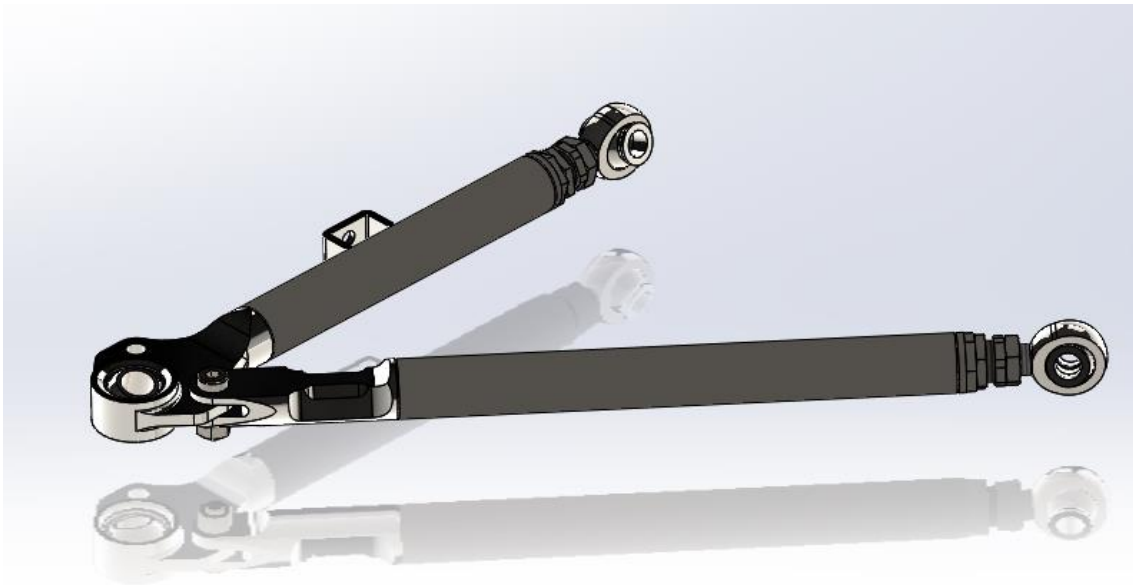
### 7.4 Mallinnustyö ja kompromissit

Mallinnustyö aloitettiin mallintamalla yksinkertaiset putket kiinnityspisteiden ja alapallonivelen välille. Kinetiikkaa tutkittiin SolidWorksilla ja havaittiin, että toimiaukseen alkuperäisessä kokoonpanossa tukivarsien pitää olla taivutetut. Suuren joustovaran vuoksi tukivarren ja pyörän pystylinjan välinen kulma kasvaa niin suureksi, että suora tukivarsi ei toimi koko joustoliikkeen aikana.

Koska taivutettu tukivarsi on merkittävästi suoraa heikompi syntyvien taivutusjännitysten vuoksi, päätettiin muuttaa pyöräntuennan kiinnitysosia siten, että suora tukivarsi saadaan sopimaan paikalleen. Lopulliset vasemmanpuoleisten tukivarsien ja raidetankojen mallit on esitetty kuvissa 20 ja 21. Tukivarsissa oikean puolen osat ovat kokoonpanon jälkeen peilikuvia vasemmanpuoleisille. Raidetangot ovat samanlaisia molemmilla puolilla autoa.



*KUVA 20. NRC-auton raidetangot*



*KUVA 21. NRC-auton vasen etutukivarsi*

Pyöräntuennan osien ja tukivarsistojen mallinnus suoritettiin SolidWorksilla yhtä-aikaisesti. Kun kiinnityselementit oli valittu, ne mallinnettiin ja tukivarsista muodostettiin ensimmäiset kokoonpanot. Tämän jälkeen pohdittiin valmistuksellisuutta ja pyrittiin muotoilemaan kokoonpanot niin, että kaikkia osia voitaisiin käyttää molemmilla puolilla autoa. Tämä toimenpide suoritettiin myös pyörännävan kiinnitysosille. Koska tukivarren vaatima alapallonivelen kiertokulma oli hyvin suuri, kiinnitysoosiin piti tehdä muutoksia myös sen takia. Osat saatiin suunniteltua

niin, että ne ovat ennen kokoonpanoa ja hitsauksia täysin modulaarisia. Lopulliset mallit valmistuivat huhtikuussa 2017.

Kallistuksenvakaajien kiinnityselementtejä ei voitu kiinnittää tukivarren yläpuolelle, koska vetoakseli näytti risteävän käytännössä ainoan kinetiikaltaan sopivan pystytangon paikan kanssa. Päätettiin, että tukivarsiin tehdään kiinnityspisteet levystä valmistetuilla ulokkeilla. Tämä aiheutti välittömästi sen, että kallistuksenvakaaja aiheuttaa tukivarrenputkeen myös vääntökuormituksen. Hitsaukset tulee suorittaa erityisellä huolellisuudella ja riittävällä a-mitalla, jotta kiinnike ei repeydy irti tukivarresta. Tämä asettaa rajoituksensa myös kallistelukäyttäytymiseen ja painonsiirtosuhteen valintaan, koska ne vaikuttavat suoraan tukivarressa vaikuttaviin vääntö- ja taivutusrasituksiin.

Tukivarsien ja raidetankojen valmistus ei kuulunut tähän opinnäytetyöhön, mutta ne valmistettiin Oamkin laboratorioissa kesällä 2017. Valmistusprosessi oli onnistunut ja kokoonpano sujui ongelmitta. Tukivarsien ja raidetankojen kineettinen toiminta myös testattiin alustavassa prototyypissä ja ne vaikuttivat toimivan suunnitellulla tavalla. Valmis, testausten jäljiltä jo kolhiutunut tukivarsi on esitetty kuvassa 22.



*KUVA 22. Valmis testauskäytössä ollut alaturvakoukku*

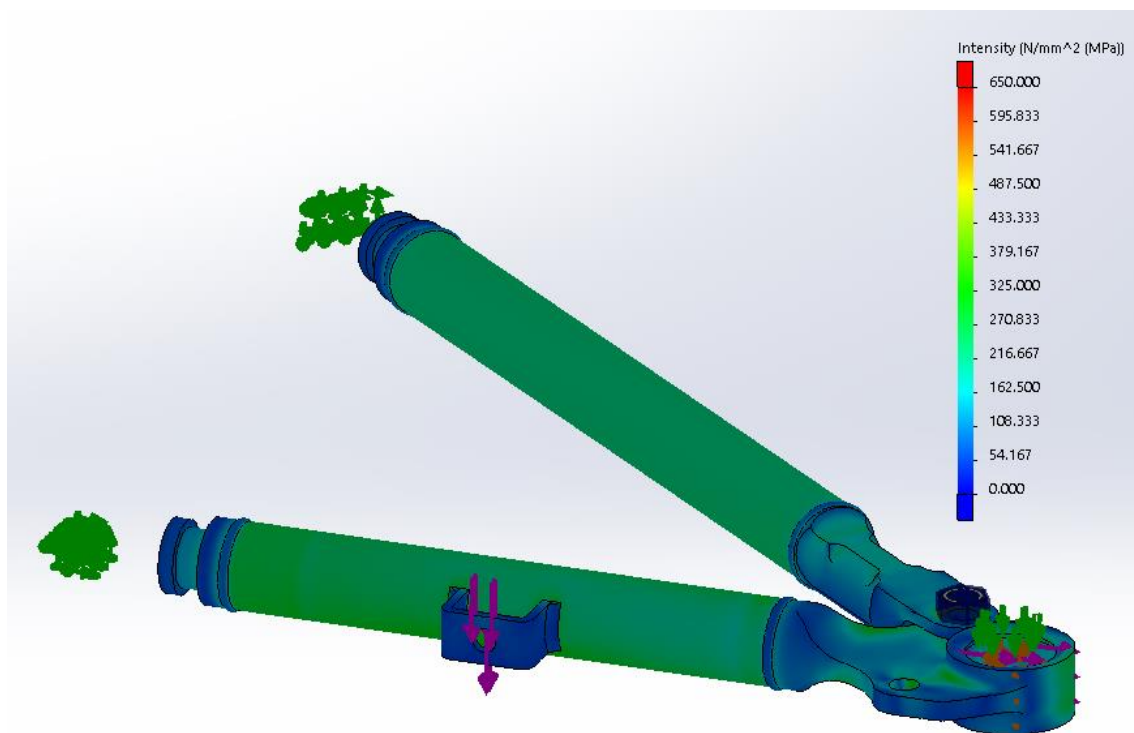


## 7.5 FEM-analyysi

Tukivarren kestävyyttä päätettiin arvioida elementtimenetelmällä. SolidWork-  
sissa on mahdollista valita, mitä elementtityyppiä rakenteissa käytetään. Mallin-  
nustavalla on suora vaikutus käytettävään elementtityyppiin, mutta valintoja on  
mahdollista tehdä vielä mallinnuksen jälkeen tietyissä tapauksissa. Tässä simu-  
laatiossa päädyttiin käyttämään solidielementtejä. Elementtien laatu pyrittiin mak-  
simoimaan siten, että niiden vääristymät olisivat mahdollisimman pieniä. Mikäli  
vääristymät kasvavat suuriksi, tuloksiin voi syntyä epätarkkuuksia.

Tukivarsi kiinnitettiin simulaatiossa nivelistään siten, että alapallonivel pääsee  
liikkumaan tukivarren tasossa. alapalloniveleen asetettiin bearing load -nimellä  
tunnetut laakerivoimia esittävät voimat siten, että kumpikin tukivarsi ottaa vastaan  
Robot-ohjelmalla määritetyt maksimaaliset voimat. Lisäksi kallistuksenvakaajan  
kiinnikereikään asetettiin kallistuksenvakaajan tuottama liitteessä 2 esitetty voima  
1250N.

Simulaatiossa oletettiin, että pienet, hyvin paikalliset myötörajan ylitykset eivät  
aiheuta koko kappaleen rikkoontumista. Niillä on kuitenkin tunnetusti merkittävä  
vaikutus kappaleen väsymiseen. Väsymisen tutkimista ei kuitenkaan tässä  
työssä katsottu tarpeelliseksi, koska kyse on prototyyppiosista. Ote tukivarsi-  
kokoonpanon FEM-simulaatiosta on esitetty kuvassa 23.



*KUVA 23. Tukivarren jännitys jakauma maksimikuormitustilanteessa maksimileikkausjännitysperiaatteen mukaan*

## 7.6 Tulokset

Työn tuloksena syntyi yhteensä kolme matemaattista mallia, joita hyödynnettiin suunnittelutyössä. Ensimmäinen malli kuvaa pyöräntuennan rasituksia määrättyssä tieherätteessä, kuten routakohouman tai muun töyssyn ylityksessä. Toisen mallin tarkoitus oli arvioida kallistuksenvakaajan jousivakiota, mutta mallilla on myös paljon muuta annettavaa, jos se pystytään osoittamaan käytännössä toimivaksi.

Esimerkiksi kallistuksenvakaajilla tehtäviä säätöjä ja niiden suuntia voidaan arvioida kyseisellä laskentamallilla, mikäli se toimii käytännössä hyvin. Sen avulla voidaan myös ottaa kantaa ajoneuvon pääjousituksen jäykkyyden merkitykseen kaarreajokäyttäytymisessä. Lisäksi, mikäli ajoneuvon seuraavaa prototyyppiä suunnitellessa tulee vastaan muutostarpeita, mallin avulla on mahdollisesti helppompaa arvioida niiden vaikutuksia ajoneuvon käyttäytymiseen ja mitoitukseen. Kolmas, hyvin yksinkertainen malli määrittää kallistuksenvakaajan alatukivarrelle aiheuttavan maksimaalisen rasituksen.

Matemaattisten mallien luotettavuutta tulee testata käytännössä, jotta voidaan selvittää mitoitusperiaatteiden turvallisuus. Mikäli mallit ovat luotettavia, jatkokehitystä voidaan tehdä niiden perusteella, jos sille on tarvetta. Jos malleihin liittyvät oletukset ja yksinkertaistukset aiheuttavat merkittäviä poikkeamia mitattuihin suureisiin, on jatkokehitystä syytä jatkaa mittausten perusteella. Lisäksi voidaan esittää arvio, että simulaation tekeminen voi olla myös kannattavaa mitoituksen kannalta.

Tilaajan ensisijainen tarve oli saada koko liikematkallaan toimivat prototyyppiosat ralliajoneuvoon. Suunnittelu tuotti osien valmistuspiirustukset, jotka ovat tämän dokumentin lopussa liitteenä. 3D-mallit ja piirustukset toimitettiin sähköisinä hankkeen käyttöön. Etu- ja takatukivarret ovat keskenään hyvin samanlaisia ja ne on rakennettu käyttäen hyväksi modulaarisuutta, eli tässä tapauksessa kaikkia valmistettavia osia tai niiden aihioita voidaan käyttää jokaisen tukivarren kokoonpanossa. Osien piirustukset on esitetty liitteessä 3.

## 8 LOPPUSANAT

Opinnäytetyön aiheena oli alatukivarsien ja raidetankojen suunnittelu, johon kuuluivat pyöräntuennassa vaikuttavien voimien suuruusluokkaan tutustuminen, materiaali- ja osavalinnat, lujuuslaskennat sekä mallit ja piirustukset. Suunnittelun tuli toteutua siten, että suunnitellut osat toimivat koko auton jousto- ja ohjausliikkeen aikana oikein.

Työn teoriaosassa tutustuttiin ajoneuvon dynamiikkaan yksinkertaistettujen mallien avulla. Mallin perusteella arvioitiin pyöräntuennassa vaikuttavien voimien suuruutta. Lisäksi selvitettiin kallistuksenvakaajan merkitystä ajoneuvon jousituksessa ja siihen liittyviä laskentaperiaatteita.

Varsinainen työ piirustuksineen valmistui huhtikuussa 2017. Työ saatettiin kokonaisuudessaan loppuunsa syksyllä 2017. Tilaaja sai haluamansa ja oli tyytyväinen työn lopputuloksiin. Osat saatiin myös valmistettua onnistuneesti Oamkin laboratorioissa, kuten tavoitteena oli.

Kokonaisuutena tarkasteltaessa voidaan todeta, että yksinkertaiselta vaikuttavat asiat voivat saada suuret mittasuhteet, kun niihin perehdytään kunnolla. Pyöräntuennan rasisitusten määrittäminen vaatii monenlaisia tekniikoita suunnitteluongelman ratkaisemiseksi. Pyöräntuennassa vaikuttavien voimien suuruusluokka saatiin selvitettyä, mutta jatkotutkimusta tarvitaan raja-arvojen löytämiseksi. On erittäin haastavaa löytää voimakkaasti vaihtelevien dynaamisten kuormitusten sallittu raja.

Opinnäytetyön pohjalta heräsi ajatus, että kun auto saadaan rakennettua, pyöräntuennassa vaikuttavia voimia ja ajoneuvon käyttäytymistä tulisi mitata omissa käyttöolosuhteissaan. Siten voitaisiin saada käsitys rasisitusten todellisesta suuruusluokasta niissä olosuhteissa, joihin autoa on suunniteltu. Teoreettinen tutkimus on hyödyllistä, mutta ilman käytännön mittauksia ollaan vielä kaukana halutusta lopputuloksesta. Tässä työssä käytännön tutkimusta ei voitu tehdä ja siksi matemaattisten mallien avulla pyrittiin löytämään suuntaviivoja.

## LÄHTEET

1. Milliken, William F. – Milliken, Douglas L. 1995. Race Car Vehicle Dynamics. Viides painos. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
2. Happian-Smith, Julian 2001. An Introduction to Modern Vehicle Design. Oxford: Butterworth-Heinemann.
3. Wong, J. Y. 1978. Theory of Ground Vehicles. Ensimmäinen versio. New York: John Wiley & Sons.
4. Jokinen, Kai 2016. Pyörän ripustuksesta koriin ja apurunkoon siirtyvät voimat. Sisäinen julkaisu. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, konetekniikka.
5. Saarineva, Jarmo 1995. Lujuusoppi peruskurssi. Kuudes, uudistettu painos. Tampere: Pressus Oy.
6. Dawkins, Paul 2003-2017. Euler's Method. Saatavissa: <http://tutorial.math.lamar.edu/classes/DE/eulersmethod.aspx>. Hakupäivä 25.9.2017.
7. Matschinsky, Wolfgang 1998. Road Vehicle Suspensions. Lontoo: Professional Engineering Publishing Limited.
8. Harbin, Bill 2013. Vehicle Load Transfer. Slideshare-esitys. BND Tech-Source Saatavissa: <https://www.slideshare.net/billharbin/vehicle-lateral-load-transfer-parts-iiiimar13>. Hakupäivä 27.2.2017.
9. Larsson, Joachim 2010. Practical testing of Chro Moly 4130 tubes and Docol 800 DP-tubes. Saatavissa: <http://www.aedmotorsport.com/docs/a06-docol-r8-4130-chrome-moly-comparison.pdf>. Hakupäivä: 3.3.2017.
10. Rodobal rod ends 1601. Genova: Getecno srl. Saatavissa: <http://www.rotaprecision.com/pdf/RodobalCatalog1601.pdf> Hakupäivä 9.3.2017.

[illegible]

**Kallisteluvarvojen laskenta****Massat ajoneuvossa**

	Etu	Taka	Kokonais
Auton massa	$m_{CF} := 700 \text{ kg}$	$m_{CR} := 505 \text{ kg}$	$m_C := m_{CF} + m_{CR} = 1205 \text{ kg}$
Matkustajien massa	$m_{PF} := 70 \text{ kg}$	$m_{PR} := 90 \text{ kg}$	$m_P := m_{PF} + m_{PR} = 160 \text{ kg}$
Polttoainemassa	$m_{FF} := 0 \text{ kg}$	$m_{FR} := 35 \text{ kg}$	$m_F := m_{FF} + m_{FR} = 35 \text{ kg}$

$$\text{Painojakauma eteen} \quad p_e := \frac{m_{CF}}{m_C} = 58.091\% \quad p_p := \frac{m_{PF}}{m_P} = 43.75\% \quad p_f := \frac{m_{FF}}{m_F} = 0$$

$$\begin{aligned} \text{Kokonaispainot} \quad W_F &:= (m_{CF} + m_{PF} + m_{FF}) \cdot g = 7551.121 \text{ N} \\ W_R &:= (m_{CR} + m_{PR} + m_{FR}) \cdot g = 6178.19 \text{ N} \\ W_T &:= (m_C + m_P + m_F) \cdot g = 13729.31 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\text{Kokonaispainojakauma eteen:} \quad \frac{W_F}{W_T} = 55\%$$

Auton massat jakautuvat jousitettuun ja jousittamattomaan seuraavasti:

$$\begin{aligned} \text{Jousittamaton massa} \quad W_{UF} &:= 102 \text{ kg} \cdot g & W_{UR} &:= 102 \text{ kg} \cdot g & W_U &:= 204 \text{ kg} \cdot g \\ \text{Jousitettu massa} \quad W_{SF} &:= 668 \text{ kg} \cdot g & W_{SR} &:= 528 \text{ kg} \cdot g & W_S &:= 1196 \text{ kg} \cdot g \end{aligned}$$

$$\text{Jousitetun massan painojakauma eteen} \quad a_S := \frac{W_{SF}}{W_S} = 55.853\%$$

$$\text{Painopisteen korkeus} \quad h := 500 \text{ mm} \quad \text{Akseliväli} \quad l := 2518.31 \text{ mm}$$

$$\text{Raideleveys} \quad T_F := 1699.52 \text{ mm} \quad T_R := 1697.44 \text{ mm} \quad T_{AV} := \frac{T_F + T_R}{2} = 1698.48 \text{ mm}$$

$$\text{Renkaan säde kuormattuna} \quad RL_F := 308 \text{ mm} \quad RL_R := RL_F$$

$$\begin{aligned} \text{Etujousen asennussuhde} \quad MR_{SF} &:= 0.97 \\ \text{Takajousen asennussuhde} \quad MR_{SR} &:= 0.96 \end{aligned}$$

Akselitasojen kallistelukesköiden korkeus on määritetty Solidworks-ohjelmistossa apugeometrioita hyödyntäen.

$$\begin{aligned} \text{Kallistelukeskön korkeus etu} \quad Z_F &:= 179.7 \text{ mm} \\ \text{Kallistelukeskön korkeus taka} \quad Z_R &:= 143.23 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{Autossa käytettävän jousen jousivakio (soralla)} \quad K_{SF} := 22 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad K_{SR} := 22 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\text{Renkaan jousivakio} \quad K_T := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Jousen pyörännapaan vaikuttava jousivakio edessä ja takana

$$K_{WF} := K_{SF} \cdot MR_{SF}^2 = 20.7 \frac{N}{mm}$$

$$K_{WR} := K_{SR} \cdot MR_{SR}^2 = 20.275 \frac{N}{mm}$$

Korin ja tiekosketuspisteen välinen todellinen jousivakio

$$K_{RF} := \frac{K_{WF} \cdot K_T}{K_T + K_{WF}} = 19.117 \frac{N}{mm} \quad K_{RR} := \frac{K_{WR} \cdot K_T}{K_T + K_{WR}} = 18.754 \frac{N}{mm}$$

Kierrejousien kiertojäykkyys:

Etujousi  $K_{\phi SF} := \frac{K_{RF} \cdot T_F^2}{2} = 481.857 \frac{N \cdot m}{deg}$

Takajousi  $K_{\phi SR} := \frac{K_{RR} \cdot T_F^2}{2} = 472.714 \frac{N \cdot m}{deg}$

Jousitetun massan painopisteen korkeus

$$h_S := \frac{W_T \cdot h - W_{UF} \cdot (RL_F) - W_{UR} \cdot (RL_R)}{W_S} = 532.749 \text{ mm}$$

Auton massan vipuvarsi pyörähdysakseliin (kallistusmomentin varsi)

$$h_2 := h_S - (Z_F + (Z_R - Z_F) (1 - a_S)) = 369.15 \text{ mm}$$

Lähes täysin saman arvo saadaan 3D-mallista geometrisesti mittaamalla.

Kallistelumomentti määritetään  $\frac{M_\phi}{a_y} = RM$  eli suhteena sivuttaiskiihtyvyyteen.

$$RM := \frac{h_2 \cdot W_S}{g} = 4329.665 \frac{N \cdot m}{g} \quad \text{Arvo ilmoitetaan suhteessa 1g sivukiihtyvyyteen.}$$

Kallisteluherkkyys  $RG_l := 3 \frac{deg}{g}$

Vaadittu kokonaiskiertojäykkyys  $K_\phi := \frac{RM}{RG_l} = 1443.222 \frac{N \cdot m}{deg}$

Pääjousien yhteinen kiertojäykkyys:

Vakaajilta vaadittu kiertojäykkyys:

$$K_{\phi S} := K_{\phi SF} + K_{\phi SR} = 954.571 \frac{N \cdot m}{deg}$$

$$K_{\phi Bl} := K_\phi - K_{\phi S} = 488.65 \frac{N \cdot m}{deg}$$

Etu- ja takapään kallistuksenvakaajat voidaan määritellä suhteuttamalla etu- ja takapään halutut jäykkyudet toisiinsa pyöräkuormitusten avulla. Painonsiirtosuhdetta tarkkailemalla määrätään käytetyt arvot.

Vaadittu rollrate (etu)  $K_{\phi F} := 604 \frac{N \cdot m}{deg}$

(taka)  $K_{\phi R} := K_\phi - K_{\phi F} = 839.222 \frac{N \cdot m}{deg}$

Etupään jousittamattoman massan vaakasuntainen etäisyys jousitetun massan painopisteestä

$$a_s := l \cdot (1 - a_S) = 1111.762 \text{ mm}$$



Jousittamattoman massan  
painopisteen korkeus:

takapäässä:  
 $Z_{WR} := RL_F$

Etupäässä  
 $Z_{WF} := RL_R$

Määritetään lateraalisen painonsiirtymän komponentit suhteessa sivukiihtyvyyteen;  
merkitään  $LTDF$  ja  $LTDR$  etu- ja takapään mukaan.

$$\frac{\Delta W_F}{a_y} = LTDF \quad \frac{\Delta W_R}{a_y} = LTDR$$

$$LTDF := \left( \frac{W_S}{T_F} \cdot \left( \frac{h_2 \cdot \left( K_{\phi F} - \frac{(l - a_s) \cdot W_S \cdot h_2}{l} \right)}{K_{\phi} - W_S \cdot h_2} + \frac{l - a_s}{l} \cdot Z_F \right) + \frac{W_{UF}}{T_F} \cdot Z_{WF} \right) \cdot \frac{1}{g} = 1920.41 \frac{N}{g}$$

$$LTDR := \left( \frac{W_S}{T_R} \cdot \left( \frac{h_2 \cdot \left( K_{\phi R} - \frac{a_s \cdot W_S \cdot h_2}{l} \right)}{K_{\phi} - W_S \cdot h_2} + \frac{a_s}{l} \cdot Z_R \right) + \frac{W_{UR}}{T_R} \cdot Z_{WR} \right) \cdot \frac{1}{g} = 2121.359 \frac{N}{g}$$

Lateraalisten painonsiirtymien suhde etuakseliston mukaan:  
 $LTDF_p := \frac{LTDF}{LTDF + LTDR} = 0.475$

Pyöräkuormat sivuttaiskiihtyvyyden funktiona

$$F_{fo} := \frac{0.5 \cdot W_F}{g} + LTDF = 5695.97 \frac{N}{g} \quad F_{fi} := \frac{0.5 \cdot W_F}{g} - LTDF = 1855.15 \frac{N}{g}$$

$$F_{ro} := \frac{0.5 \cdot W_R}{g} + LTDR = 5210.454 \frac{N}{g} \quad F_{ri} := \frac{0.5 \cdot W_R}{g} - LTDR = 967.736 \frac{N}{g}$$

Vaadittu etuvakaajan kallisteluvarvo

Vaadittu takavakaajan kallisteluvarvo

$$K_{\phi FB} := K_{\phi F} - K_{\phi SF} = 122.143 \frac{N \cdot m}{deg} \quad K_{\phi RB} := K_{\phi R} - K_{\phi SR} = 366.507 \frac{N \cdot m}{deg}$$

Etuvakaajan vaadittu ajovakion  
muutos akselilinjalla

Takavakaajan vaadittu ajovakion  
muutos akselilinjalla

$$K_{RFB} := \frac{2 \cdot K_{\phi FB}}{T_F^2} = 4.846 \frac{N}{mm} \quad K_{RRB} := \frac{2 \cdot K_{\phi RB}}{T_R^2} = 14.576 \frac{N}{mm}$$

Napaan vaikuttava vakaajan jousivakio edessä/takana

$$K_{WFB} := \frac{K_{RFB} \cdot K_T}{K_T - K_{RFB}} = 4.942 \frac{N}{mm} \quad K_{WRB} := \frac{K_{RRB} \cdot K_T}{K_T - K_{RRB}} = 15.479 \frac{N}{mm}$$

Kallistuksenvakaajan liikesuhteet on määritelty SolidWorks -mallin avulla.

$$MR_{BF} := 0.47 \quad MR_{BR} := 0.61$$

Vakaajan teoreettinen jousivakio etu

$$K_{FB} := \frac{K_{WFB}}{2 \cdot MR_{BF}^2} = 11.185 \frac{N}{mm}$$

Kierrejousen jousivakio edessä  
vakaajan kiinnityspisteessä

$$K_{SBF} := \frac{K_{WF}}{MR_{BF}^2} = 93.707 \frac{N}{mm}$$

Yhdistetty jousivakio edessä  
vakaajan kiinnityspisteessä

$$K_F := \frac{K_{FB} \cdot K_{SBF}}{K_{FB} + K_{SBF}} = 9.992 \frac{N}{mm}$$

Etuvakaajan pystysuuntainen  
liike ääritapauksessa:

$$x_F := \frac{K_F \cdot 295 \text{ mm} \cdot MR_{BF}}{2 \cdot K_{FB}} = 61.932 \text{ mm}$$

Kallistuksenvakaajan kiinnityspiste  
pystyvoima etuakselilla:

$$F_F := K_{FB} \cdot x_F = 692.727 \text{ N}$$

Vakaajan teoreettinen jousivakio taka

$$K_{RB} := \frac{K_{WRB}}{2 \cdot MR_{BR}^2} = 20.799 \frac{N}{mm}$$

Kierrejousen jousivakio takana  
vakaajan kiinnityspisteessä

$$K_{SBR} := \frac{K_{WR}}{MR_{BR}^2} = 54.489 \frac{N}{mm}$$

Yhdistetty jousivakio takana  
vakaajan kiinnityspisteessä

$$K_R := \frac{K_{RB} \cdot K_{SBR}}{K_{RB} + K_{SBR}} = 15.053 \frac{N}{mm}$$

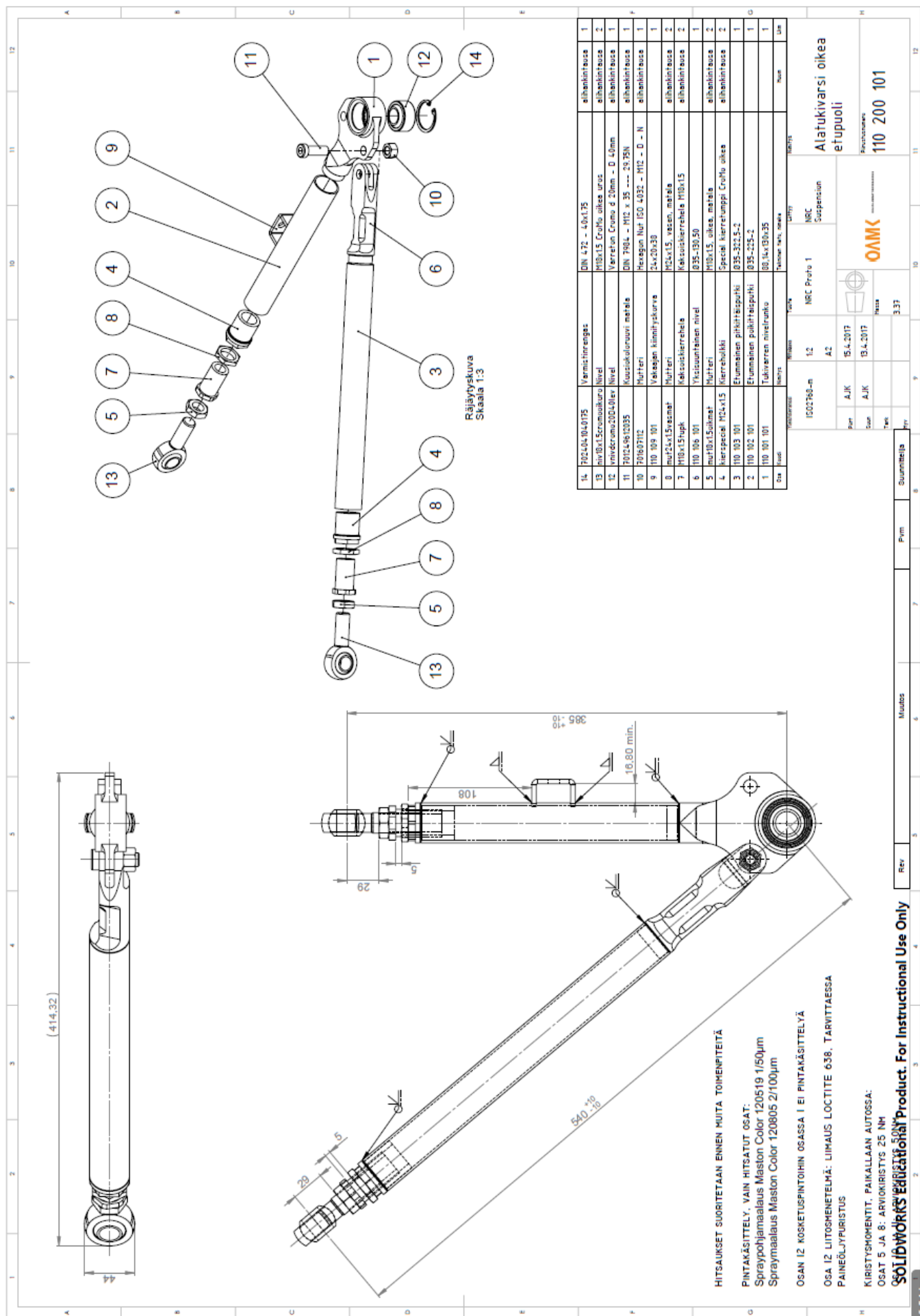
Takavakaajan pystysuuntainen  
liike ääritapauksessa:

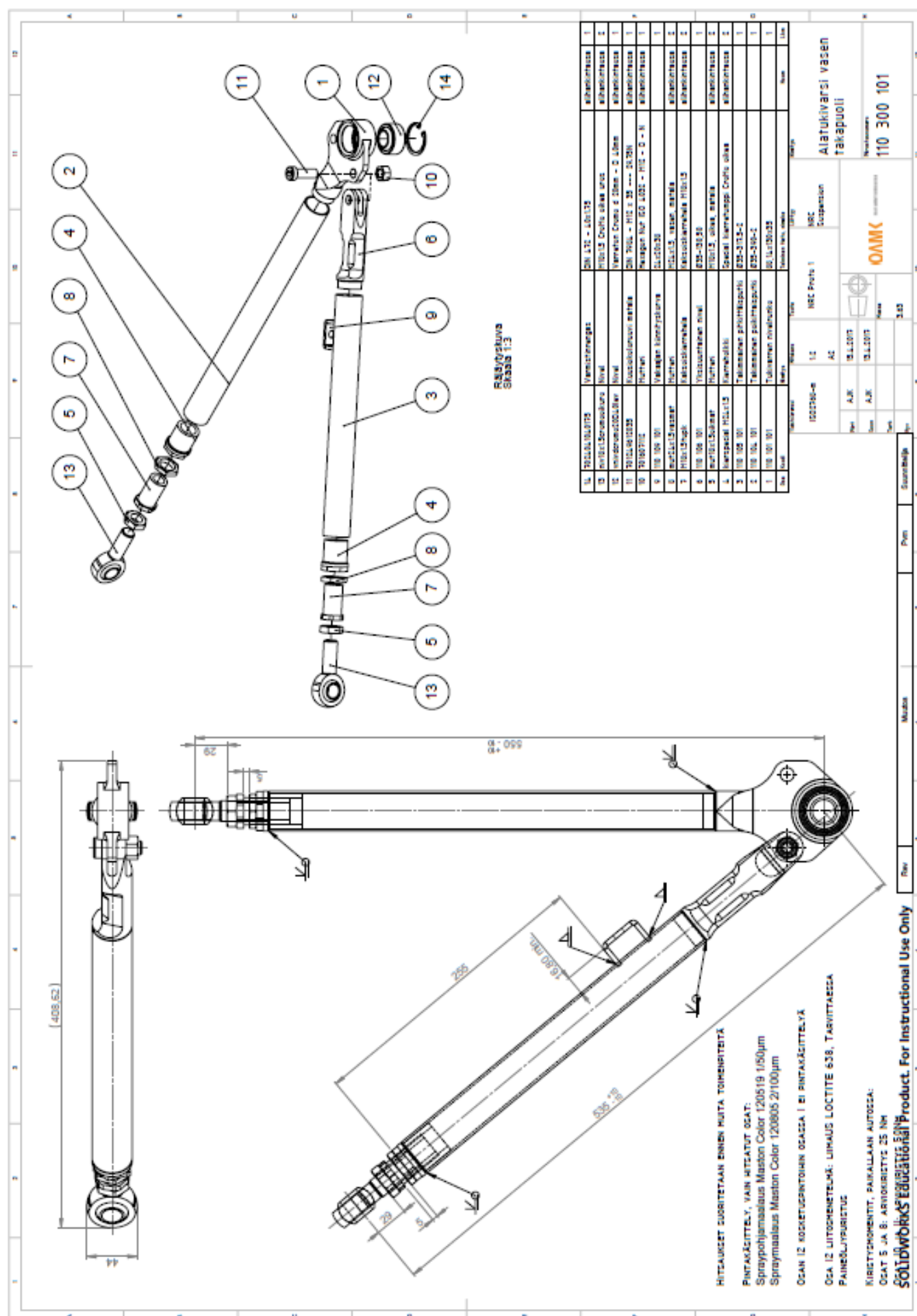
$$x_R := \frac{K_R \cdot 275 \text{ mm} \cdot MR_{BR}}{2 \cdot K_{RB}} = 60.703 \text{ mm}$$

Kallistuksenvakaajan kiinnityspiste  
pystyvoima taka-akselilla:

$$F_R := K_{RB} \cdot x_R = 1262.583 \text{ N}$$

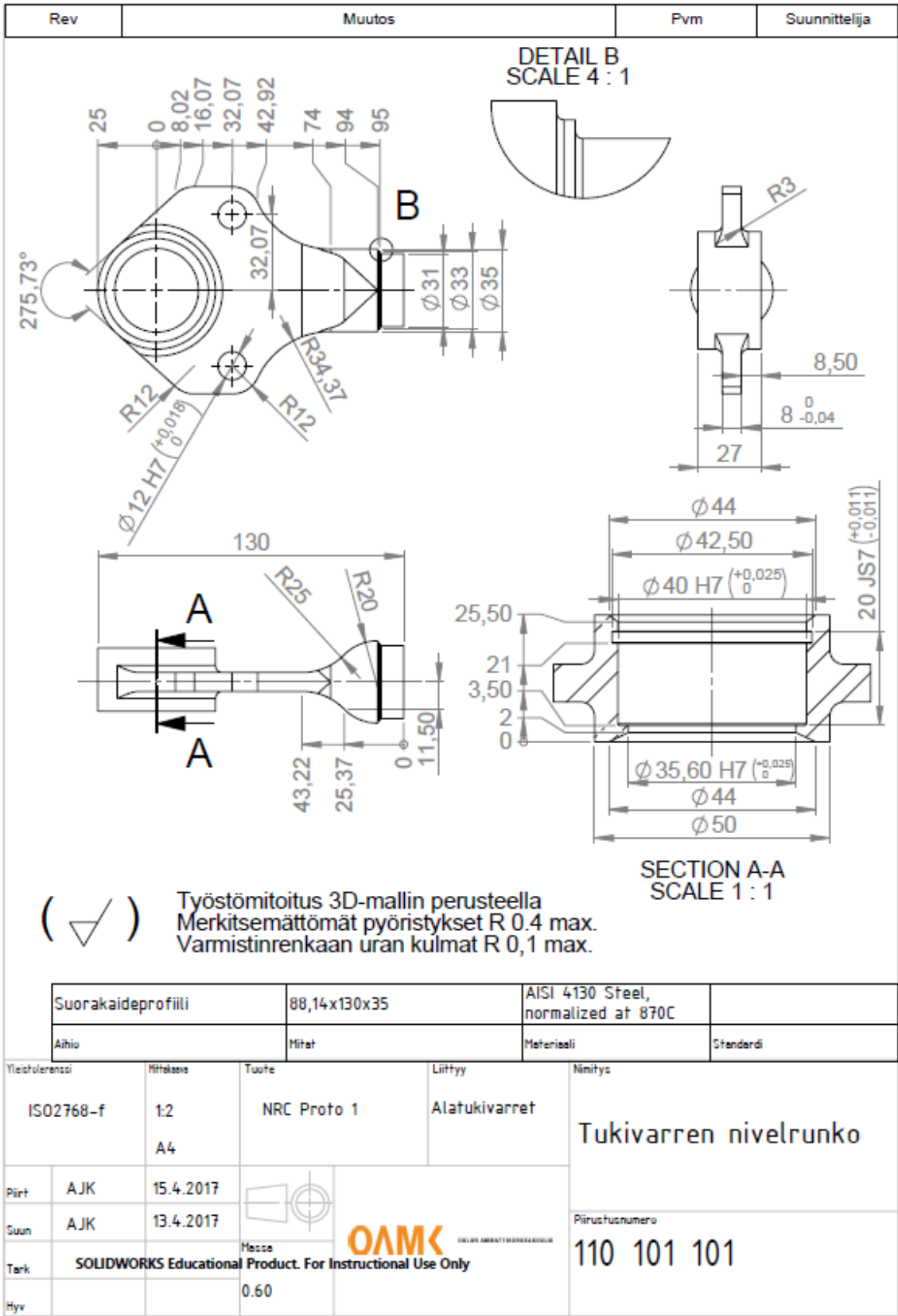


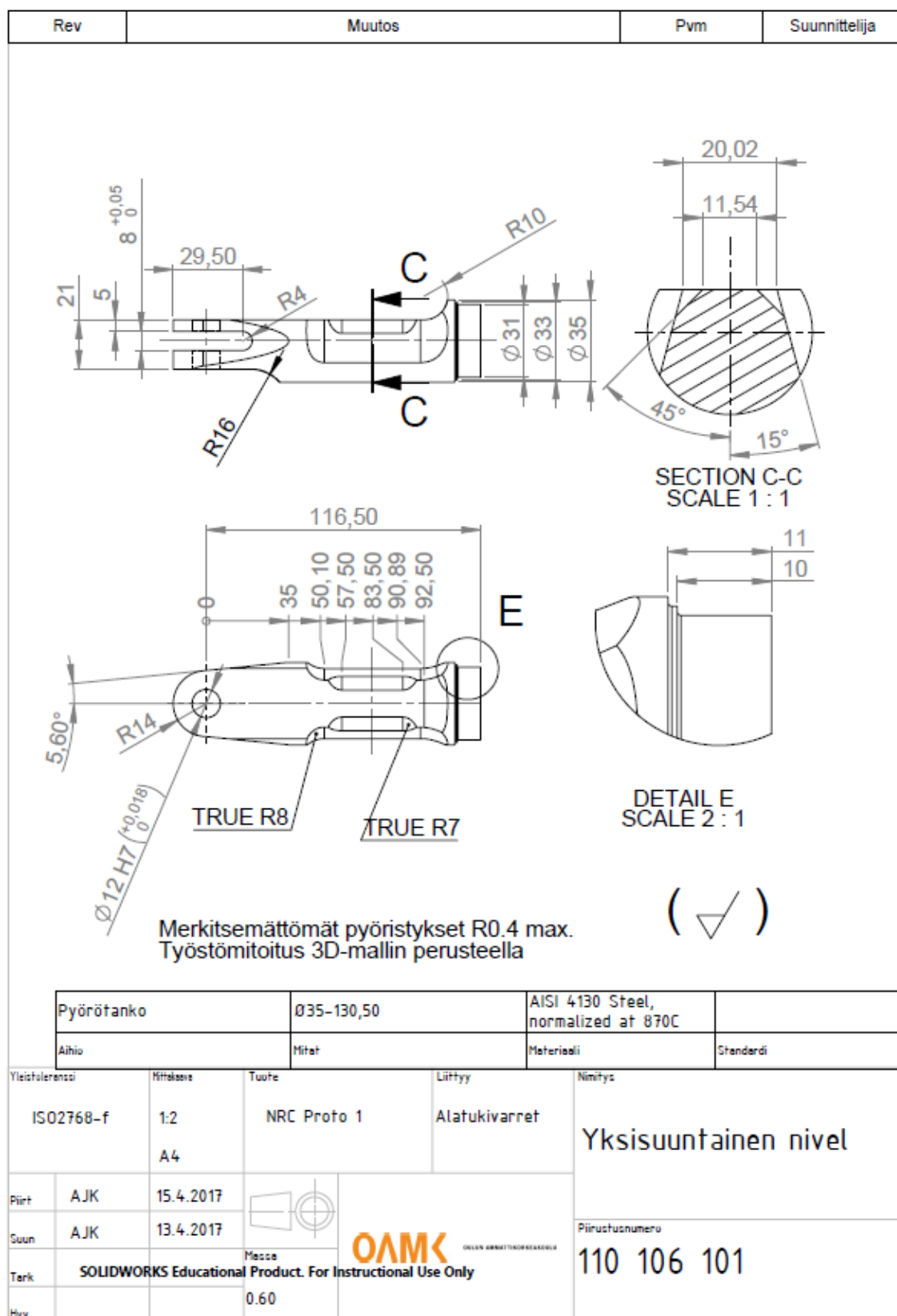















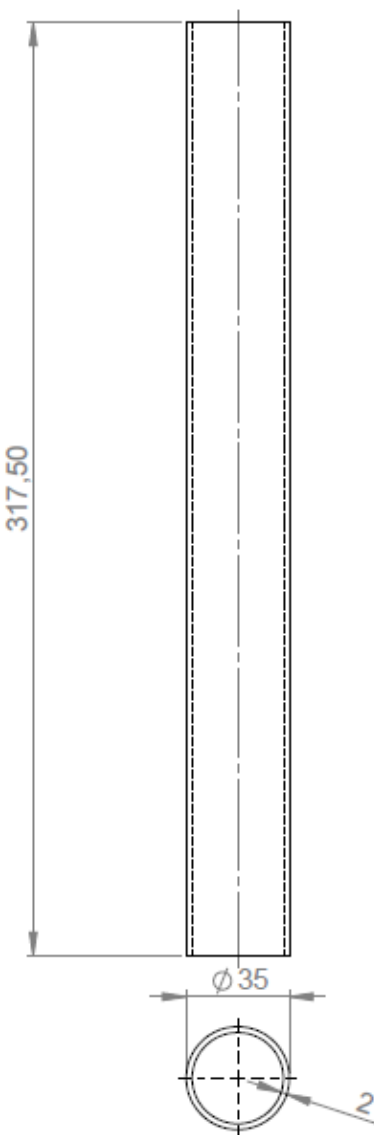
Rev	Muutos			Pvm	Suunnittelija
-----	--------	--	--	-----	---------------

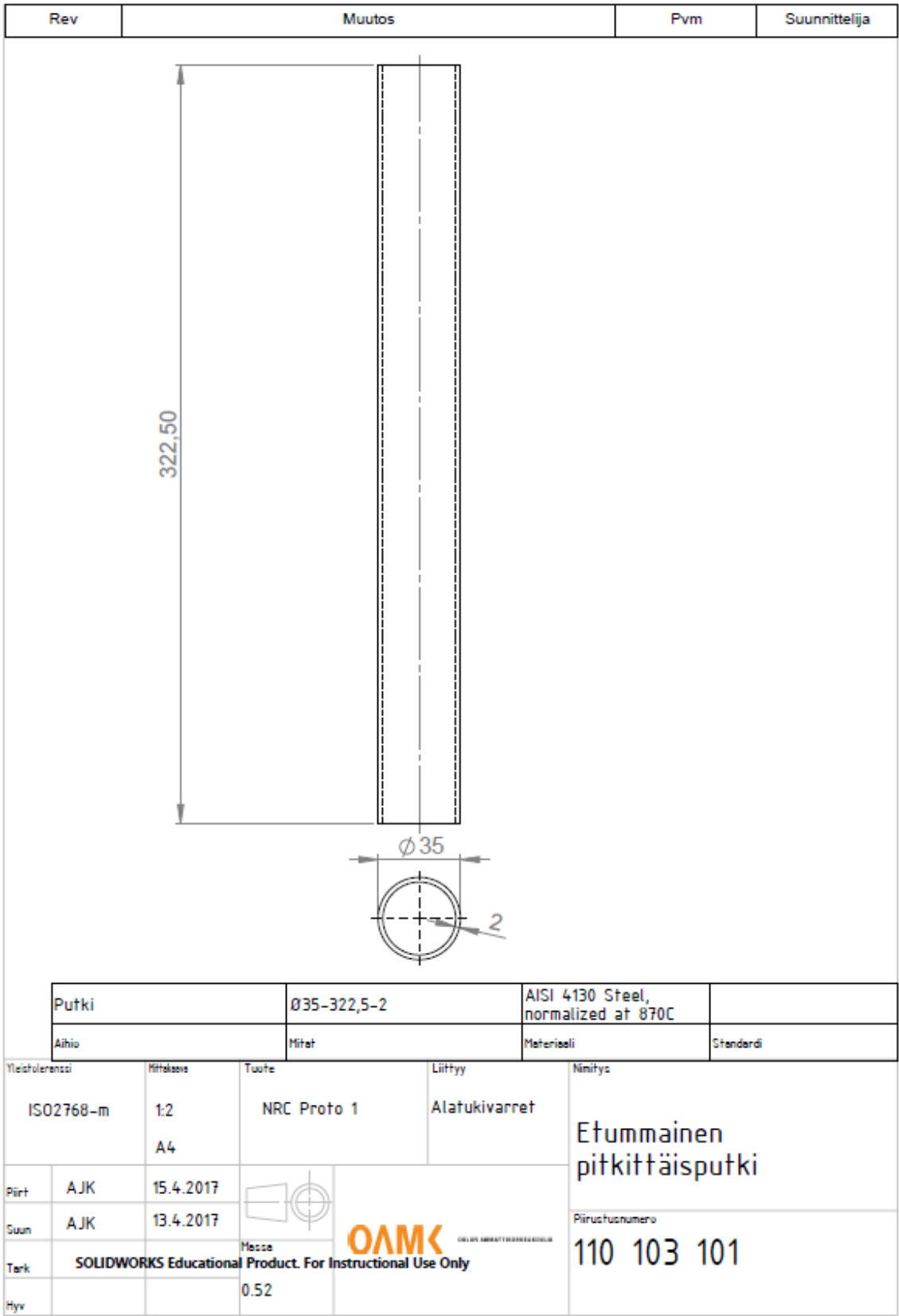
  
  

PL 4x20x85	24x20x38	AISI 4130 Steel, normalized at 870C	
Aihio	Mitat	Materiaali	Standardi

Yleiskokemuksi	Mittakaava	Tuote	Liitty	Nimitys
ISO2768-m	1:1 A4	NRC Proto 1	Alatukivarret	Vakaajan kiinnityskorva
Piirt	AJK	15.4.2017		Pirustusnumero 110 109 101
Suun	AJK	13.4.2017		
Tark	SOLIDWORKS Educational	Product. For Instructional Use Only		
Hyv		0.04		

Rev		Muutos		Pvm	Suunnittelija
<div></div>					
Putki		Ø35-317.5-2		AISI 4130 Steel, normalized at 870C	
Aihio		Mitat		Materiaali	
Yleistoleranssi		Mittakaava		Tuote	
ISO2768-m		1:2 A4		NRC Proto 1	
Piirt		AJK		15.4.2017	
Suun		AJK		13.4.2017	
Terä		SOLIDWORKS Educational		Product. For Instructional Use Only	
Hyv		0.52		Littyvät	
				Alatukivarret	
				Nimitys	
				Takimmainen pitkittäisputki	
				Piirustusnumero	
				110 105 101	



Rev	Muutos	Pvm	Suunnittelija

$\varnothing 35$   
 2

Putki	Ø35-225-2	AISI 4130 Steel, normalized at 870C	
Aihio	Mitat	Materiaali	Standardi

Yleistoleranssi	Hittelaasi	Tuote	Liitty	Nimitys
ISO2768-m	1:2 A4	NRC Proto 1	Alatukivarnet	Etummainen poikittaisputki
Piirt	AJK	15.4.2017		
Suun	AJK	13.4.2017		
Tark	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only			
Hv		0.37		Piirustusnumero <b>110 102 101</b>

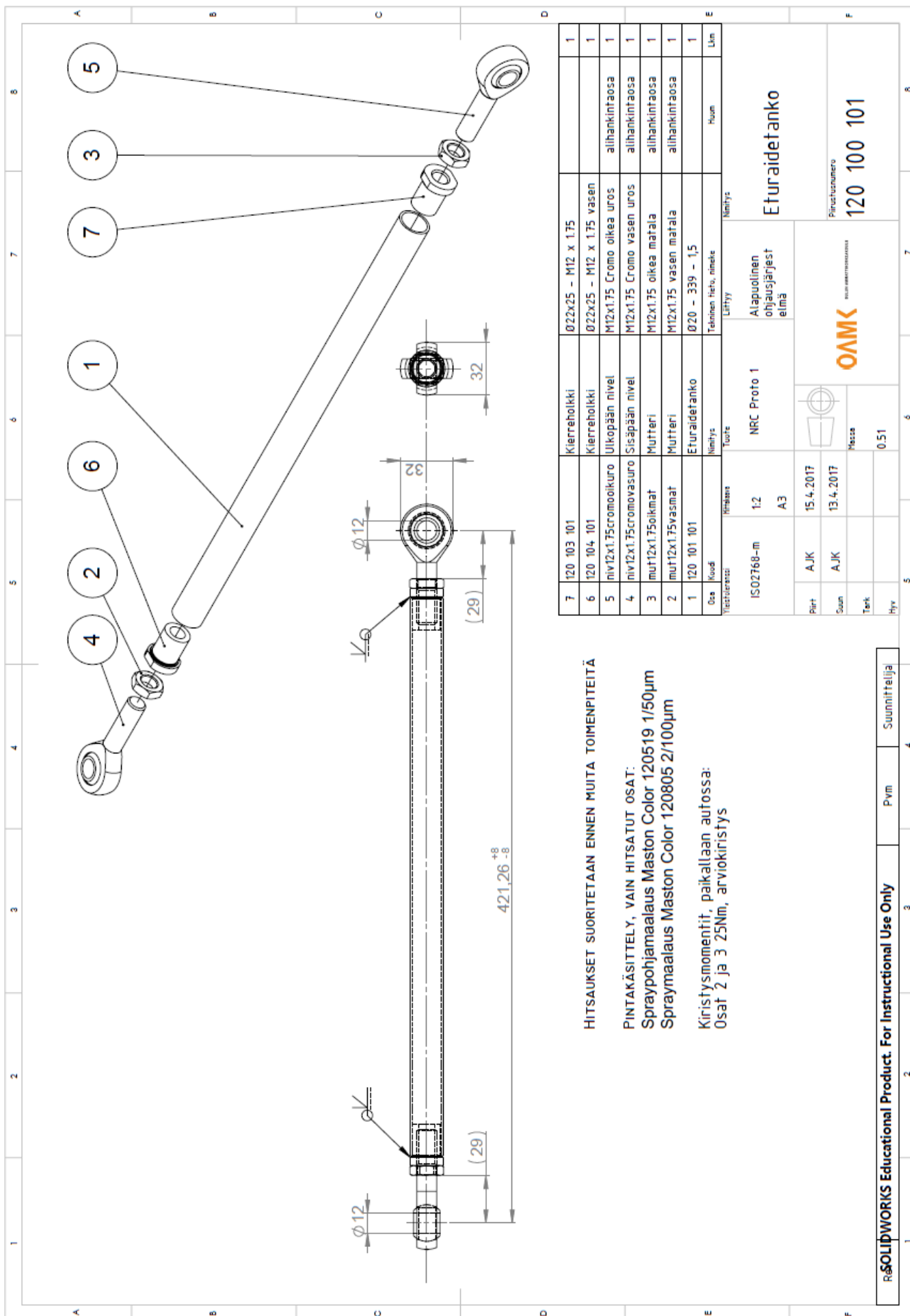
Rev	Muutos	Pvm	Suunnittelija

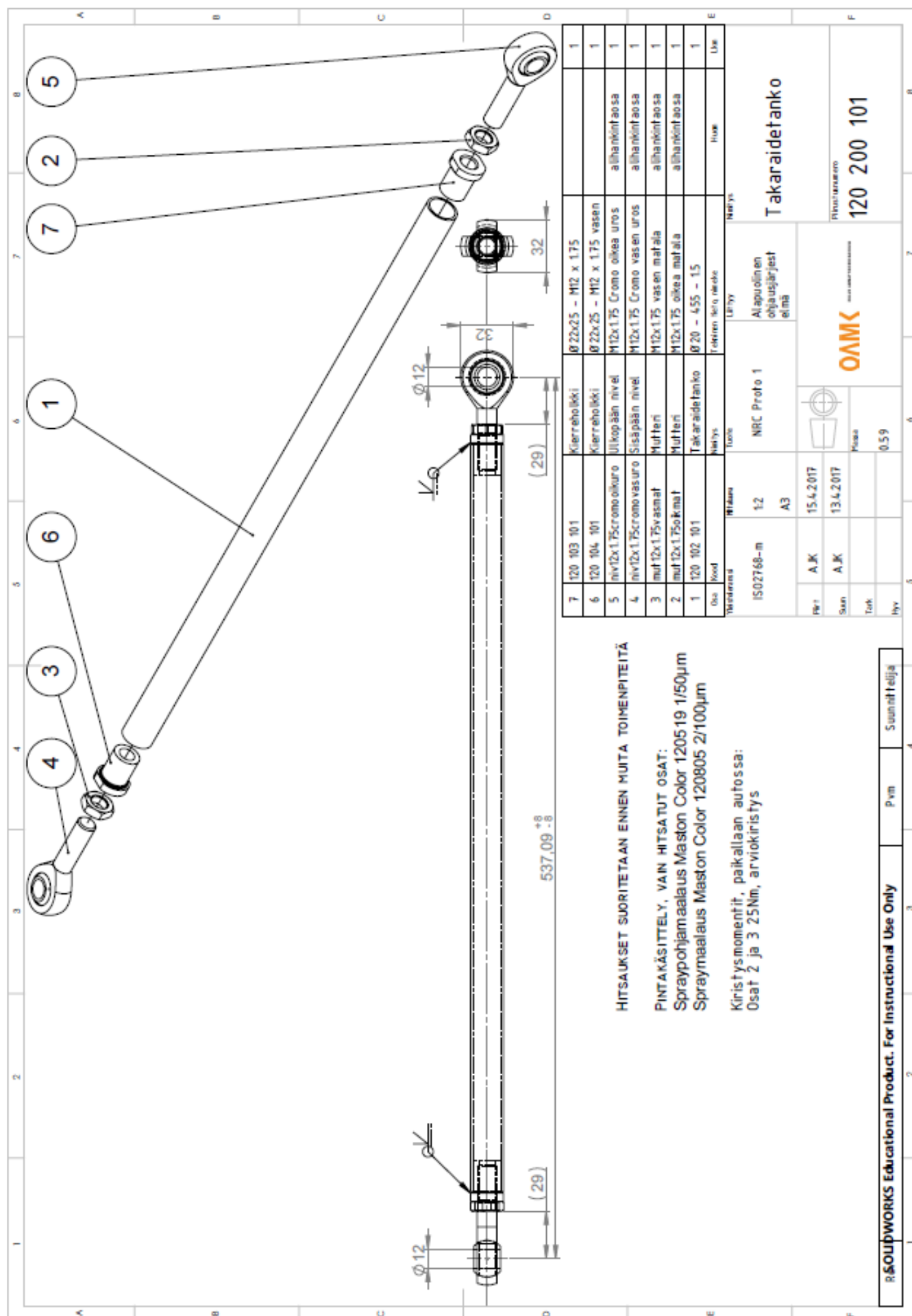
  
  

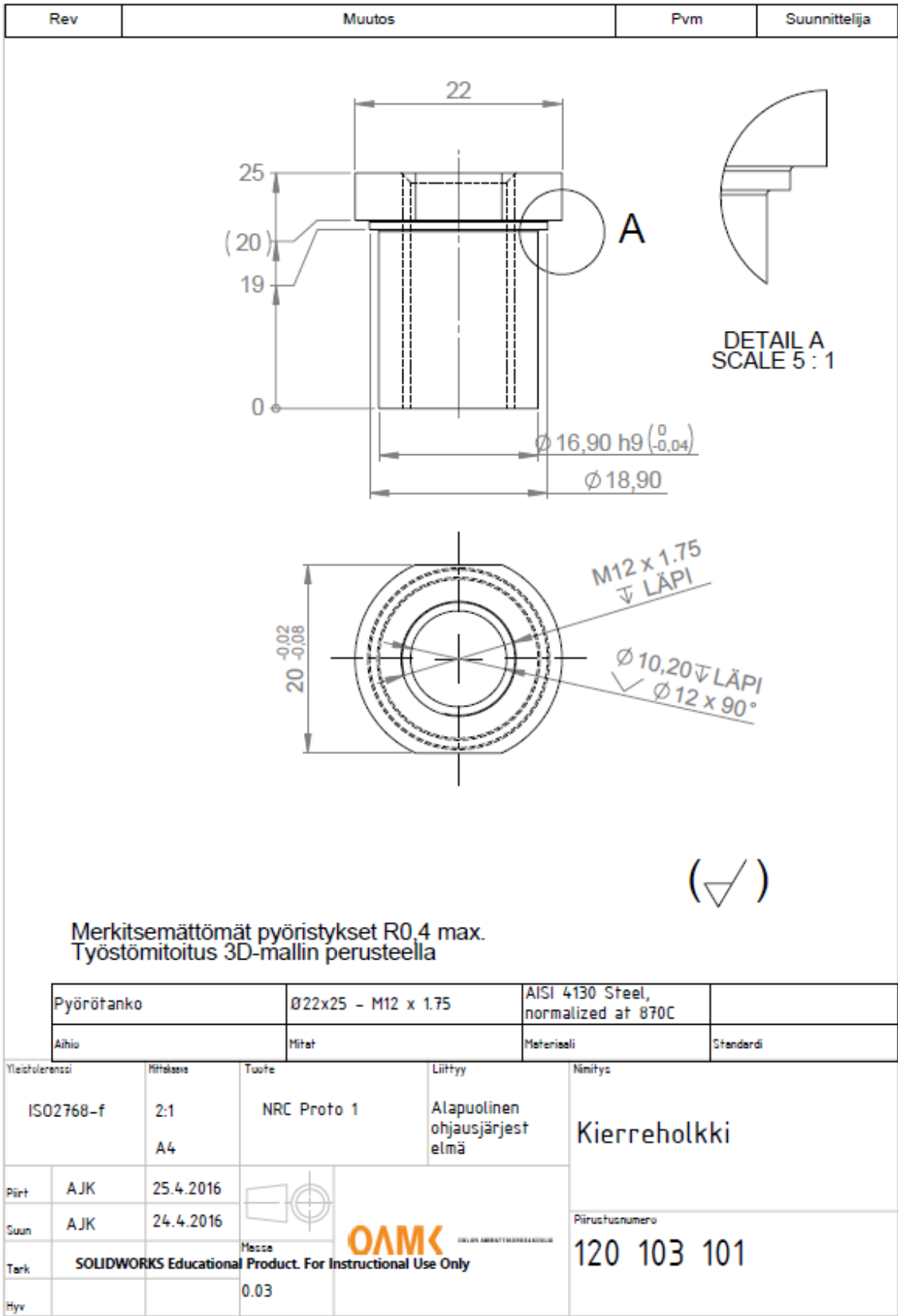
Putki	Ø35-390-2	AISI 4130 Steel, normalized at 870C	
Aihio	Mitat	Materiaali	Standardi

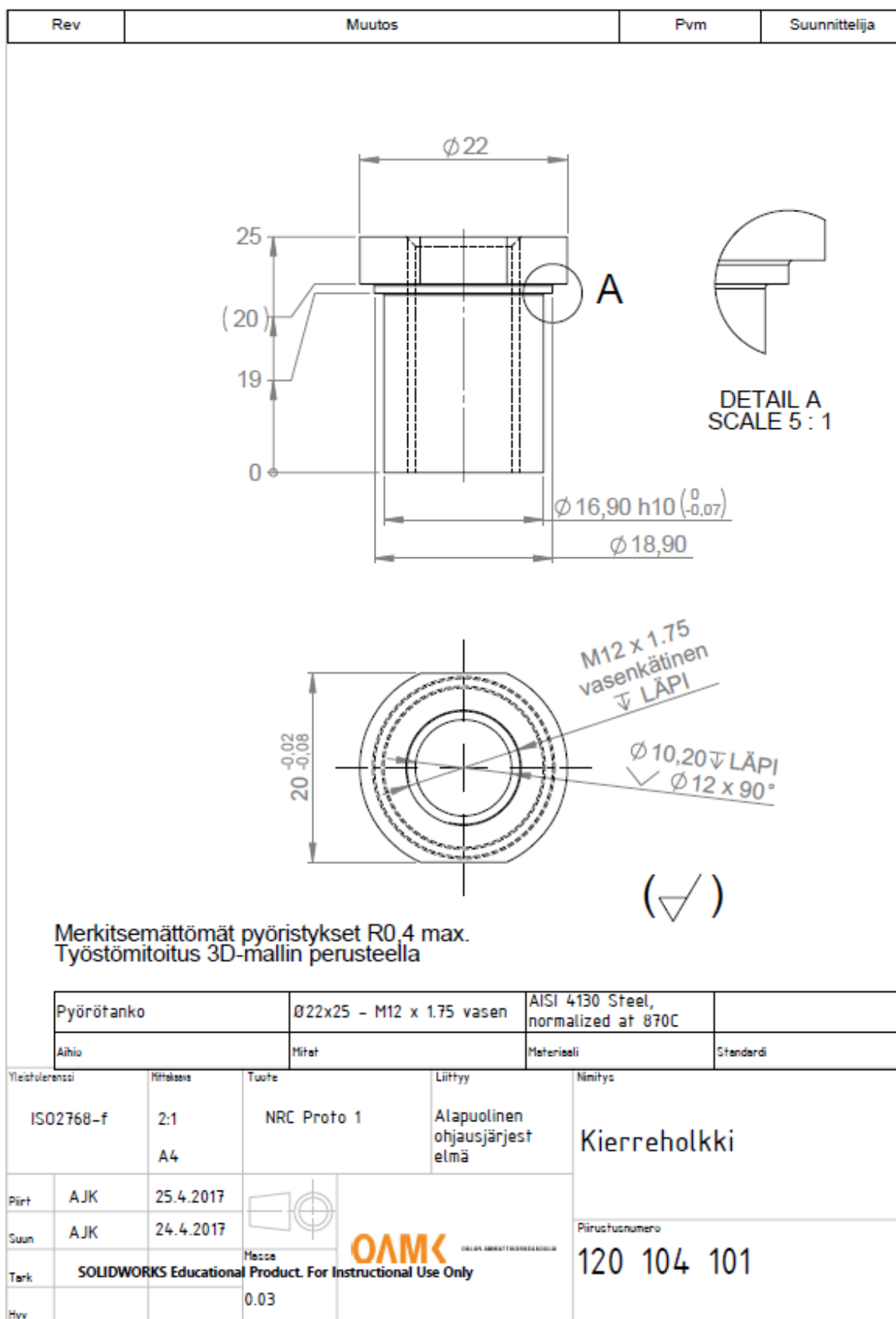
Yleistoleranssi	Hittolase	Tuote	Liitty	Nimitys
ISO2768-m	1:2 A4	NRC Proto 1	Alatukivarret	<h2 style="margin: 0;">Takimmainen poikittaisputki</h2>
Piirt	AJK	15.4.2017	 <small>OULUN AMMATTIKORKEAKOULU</small>	
Suun	AJK	13.4.2017		
Tark	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only			
Hvv		0.63		Piirustusnumero <h2 style="margin: 0;">110 104 101</h2>

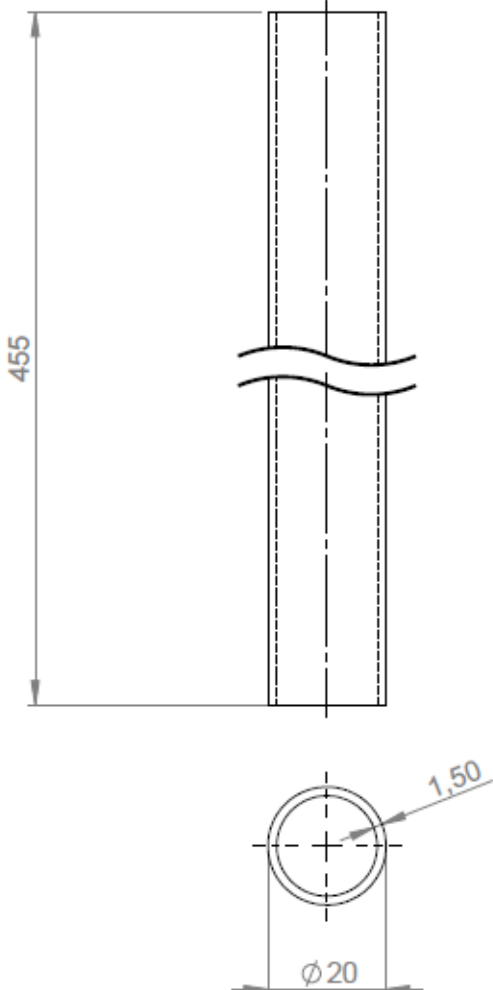











Rev	Muutos			Pvm	Suunnittelija
<div></div>					
Putki		Ø20 - 455 - 1.5		AISI 4130	
Aihio		Mitat		Materiaali	Standardi
Yleistoleranssi		Mittakaava		Nimitys	
ISO2768-m		1:1 A4		Takaraidetanko	
Piirt	AJK	15.4.2017	<div> OULUN AMMATTIKORKEAKOULU</div>		
Suun	AJK	13.4.2017			
Tark		SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only			
Hvv		0.31			

Rev	Muutos	Pvm	Suunnittelija

Putki	Ø20 - 339 - 1,5	AISI 4130	
Aihio	Mitat	Materiaali	Standardi

Yleistoleranssi	Mittakaava	Tuote	Liitty	Nimitys
ISO2768-m	1:1 A4	NRC Proto 1	Alapuolinen ohjausjärjestelmä	Eturaidefanko
Piirt	AJK	15.4.2017	 <small>OULUN AMMATTIOPISTO</small>	Piirustusnumero <b>120 101 101</b>
Suun	AJK	13.4.2017		
Tark	SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only			
Hv	0.23			